



## 저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

와류방지장치(AVD)를 설치한 펌프장  
흡수정의 유동특성 및 사류펌프의  
성능해석에 관한 연구

A Study on the Flow Characteristics of the Sump Pump Station  
with the AVD Installation and the Performance Analysis of the  
Mixed Flow Pump

지도교수 이 영 호

2012년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

최 종 응

本 論文을 崔鍾雄의 工學博士 學位論文으로 認准함

위원장: 공학박사 왕 지 석 (인)

위 원: 공학박사 이 영 호 (인)

위 원: 공학박사 정 재 현 (인)

위 원: 공학박사 김 유 택 (인)

위 원: 공학박사 박 노 석 (인)

2011년 12월 23일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

Abstract .....	vi
Nomenclature .....	ix
제1장 서 론 .....	1
1.1 연구배경 .....	1
1.2 국내외 흡수정 연구동향 .....	4
1.3 연구목적 .....	6
1.4 국내외 흡수정 규격 .....	8
1.4.1 “펌프설치 및 부속 설비” -국내 흡수정규격 .....	9
1.4.2 “American National Standard for Pump Intake Design” - 국외 Hydraulic Institute(ANSI/HI 9.8) 규격 .....	10
1.4.3 “Standard Method for Model Testing the Performance of a Pump Sump” -국외 JSME S 004:1984와 TSJ S 002:2005 규격 .....	14
1.4.4 “Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes” -국외 BHRA 규격 .....	18
1.4.5 “Rotodynamic Pumps- Design of Pump Intakes- Recommendations for Installation of Pumps” -국외 CEN Report CR 13930:2000 규격 .....	19
1.5 흡수정 설비 적용사례 .....	20



제2장 흡수정 .....	28
2.1 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스의 분류 .....	28
2.2 흡수정의 일반적 치수정의 .....	31
2.3 흡수정에서 사용되는 무차원 파라미터 .....	32
2.4 흡수정의 분류 .....	33
2.5 흡입관 접근 유동패턴의 일반적 유동특성 .....	38
2.6 와류방지장치 .....	42
제3장 수치해석 .....	46
3.1 지배방정식 .....	47
3.2 이산화 방법 .....	48
3.3 난류모델링 .....	55
제4장 "TSJ 규격 “의 단일 흡수정 benchmark study .....	59
4.1 해석대상 및 해석조건 .....	59
4.2 TSJ benchmark test 참여 코드 .....	61
4.3 TSJ 결과에 대한 benchmark .....	62
4.3.1 공간격자계 및 경계조건(case I) .....	62
4.3.2 TSJ 흡수정의 유동특성 .....	62
4.3.3 TSJ 결과에 대한 비교 .....	67
제5장 다중 흡수정내 보텍스발생 저감효과 .....	71
5.1 수중 보텍스발생 저감효과 .....	71
5.1.1 수중 보텍스발생 저감해석을 위한 형상 .....	71

5.1.2	수중 보텍스발생 저감해석을 위한 가시화 실험장치	75
5.1.3	가시화 실험의 상사성	76
5.1.4	가시화 실험결과	78
5.1.5	수치해석을 위한 3D 형상 및 격자	80
5.1.6	수치해석을 위한 경계조건	83
5.1.7	$k-w$ SST 난류모델	84
5.1.8	수중 보텍스 수치해석 결과	87
5.1.8.1	단일 흡수정의 유동특성	87
5.1.8.2	단일 흡수정의 Vortex-core swirling strength	88
5.1.8.3	AVD에 의한 흡입관내 압력손실	92
5.1.8.4	단일 흡수정 흡입관 주위의 와도	93
5.1.8.5	다중 흡수정 흡입관 주위의 Vortex core 및 와도	100
5.1.8.6	흡입관 접근 유동의 불균일성	107
5.2	자유표면 보텍스발생 저감장치	111
5.2.1	자유표면 보텍스 저감해석을 위한 형상 및 격자	111
5.2.2	펌프 가동 조건 및 유량	114
5.2.3	수치해석을 위한 경계조건	118
5.2.4	자유표면 높이	119
5.2.5	자유표면에서의 속도분포	125
5.2.6	자유표면으로부터 발생하는 보텍스구조	134
5.2.7	운전중인 흡수정의 자유표면 보텍스 발생여부	141
제6장	사류펌프를 포함한 흡수정 수치해석	143
6.1	흡수정 형상 및 제원	143

6.2	사류펌프 설계 .....	145
6.2.1	사류펌프 설계를 위한 자오선상의 형상 .....	145
6.2.2	임펠러 설계 .....	148
6.2.3	디퓨저 설계 .....	153
6.3	사류펌프 성능평가 .....	157
6.3.1	수치해석을 위한 격자 및 경계조건 .....	157
6.3.2	설계유량에서의 유동특성 .....	160
6.3.3	사류펌프 성능곡선 .....	164
6.4	흡수정을 포함한 사류펌프 성능평가 .....	168
6.4.1	수치해석을 위한 형상 .....	168
6.4.2	수치해석을 위한 격자 및 경계조건 .....	169
6.4.3	흡수정내 흡입관 주위의 유동특성 .....	172
6.4.4	흡수정내 사류펌프의 유동특성 .....	176
6.4.5	캐비테이션을 적용한 사류펌프의 유동특성 .....	182
6.4.6	흡수정을 포함한 사류펌프의 성능곡선 .....	189
6.5	수중 보텍스 억제를 위한 흡수정내 AVD를 포함한 사류펌프 성능 해석 .....	196
6.5.1	수치해석을 위한 AVD 형상 및 계산조건 .....	196
6.5.2	AVD 유무에 따른 흡수정내 유동특성 .....	198
6.5.3	AVD 유무에 따른 흡수정내 사류펌프 성능곡선 .....	202
6.5.4	흡입관으로 불균일한 유동유입으로 인한 AVD 유무에 따른 흡수정내 사류펌프 성능곡선 .....	205
6.6	흡수정을 포함한 사류펌프 구조평가 .....	210
6.6.1	단방향 유동-구조 연성해석을 위한 격자 및 경계조건 .....	211

6.6.2 사류펌프 블레이드의 구조적 평가 .....	214
제7장 결론 .....	220
참고문헌 .....	222
감사의 글 .....	229



# A Study on the Flow Characteristics of the Sump Pump Station with the AVD Installation and the Performance Analysis of the Mixed Flow Pump

*Jong-Woong Choi*

*Department of Mechanical Engineering*

*Graduate School, Korea Maritime University*



## Abstract

The head-capacity curves of pumps developed by the pump manufacturer are based on tests of a single pump operation in a semi-infinite basin with no closed walls or floors and with no stray currents. Therefore, the flow into the pump intake has no vortices or swirling. However, pump station designers relying on these curves to define the operating conditions for the selected pump sometimes experience reductions in capacity and efficiency, as well as an increase of vibration and additional noise, which are caused by free air mixed with the pump inlet flow. Therefore, sump model testing is necessary in order to examine the flow structure around intake. In this study, flow uniformity according to the flow distribution in the pump intake channel is examined to find

out the cause of vortex occurrence in detail. A multi-intake pump sump model with 7 pump intakes and a single-intake pump sump model are adopted for the investigation of submerged vortex, while a sump model with 10 pump intakes is adopted for free-surface vortex. Furthermore, in the sump model for the submerged vortex, the effectiveness of an anti vortex device(AVD) for the suppression of the vortex occurrence in a single and multi intake pump sump model has been examined by experiment and numerical methods. In the sump model for free-surface vortex, Under operating conditions of the pump, the free-surface vortex occurrence is examined together with there effectiveness of anti-free-surface vortex device in the sump model of pump station. For the pump performance characteristics, an impeller and diffuser for a mixed flow pump was designed, and a fluid analysis of the mixed flow pump was carried out. An efficiency of the flow mixed pump was studied about non-uniform approach flow at bell-mouth with and without the AVD. An uni-direction fluid-structure interaction(oneway FSI) analysis of the impeller and diffuser was implemented.

In the submerged vortex study, the results show that highest value of flow uniformity is found at the inlet of pump intakes in the multi-intake pump sump. Therefore, when the pump station is designed, the flow patterns at the upstream region of pump intake inlet in the forebay diffusing area should be considered in detail because of the unbalanced flow at the channel inlet region gives considerable influence on the vortex occurrence around bell-mouth. Strong submerged vorticies can be successfully suppressed by installing an AVD on the bottom of pump intake channel just below the bell-mouth.

In the free surface vortex study, depending on operating pumps of various

combinations, the free surface vortex was occurred at different position. However, The AVD was able to suppress the free surface vorticies. The efficiency of the pump installed within the bell-mouth in the sump is reduced by the flow characteristics of around intakes.

In the mixed flow pump performance study, the efficiency without and with sump model was 90.9% and 89% respectively at the design flow rate. The difference in efficiency between with and without the cavitation model and is 4.2%. As the approach flow condition increases in uniformity of flow to bell-mouth, the efficiency for the mixed flow pump also was increased. As the structure analysis results show that the stress is lower than the allowable stress.



# Nomenclature

B	: distance from the back wall to the pump inlet bell-mouth centerline	[ m ]
$B_o$	: Bond number ( $=\rho g D^2/\sigma$ )	[ - ]
C	: distance between the inlet bell and floor	[ m ]
D	: bell-mouth diameter	[ m ]
Fr	: Froude number ( $= V_b/(gD)^{0.5}$ )	[ - ]
$g$	: acceleration of gravity	[m/s <sup>2</sup> ]
H	: minimum liquid depth	[ m ]
$h_t$	: total head	[ m ]
L	: width of rectangular entrance for intake suction piping	[ m ]
$L_m$	: model length	[ m ]
$L_p$	: prototype length	[ m ]
m	: distance along meridional curve	[ m ]
$m'$	: radius normalized distance along meridional curve ( $= \int_0^m \frac{dm}{r}$ )	[ - ]
$N_B$	: bubble number per volume	[ - ]



$P_{flow}$	: flow power	[ W ]
$P_{t_i}$	: inlet total pressure	[ Pa ]
$P_{t_o}$	: outlet total pressure	[ Pa ]
$P_{shaft}$	: shaft power	[ W ]
$p_v$	: vaporizing pressure	[ Pa ]
$Q$	: volume flow rate	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_b$	: volume flow rate at bell-mouth	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_m$	: model flow rate	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_p$	: prototype flow rate	[m <sup>3</sup> /s]
$R_B$	bubble radius	[ mm ]
Re	: Renolds number ( $= V_b D / \nu$ )	[ - ]
$r_g$	volume fraction	[ - ]
S	: minimum submergence depth	[ m ]
$S_v$	: standard deviation ( $= \sqrt{\frac{\int (v - \bar{v})^2 dA}{A}} / \bar{v} * 100$ )	[ % ]
$v$	: local velocity	[ m/s ]
$V_b$	: velocity at bell-mouth	[ m/s ]

$V_m$	: model velocity	[ m/s ]
$V_p$	: prototype velocity	[ m/s ]
$\bar{v}$	: average velocity	[ m/s ]
$W$	: pump bay entrance width	[ m ]
$w_{ij}$	: vorticity $(=\frac{1}{2}(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i}))$	[ 1/s ]
$X$	: pump bay length	[ m ]
$Y$	: distance from pump inlet bell-mouth centerline to traveling screen	[ m ]
$Z1$	: distance from pump inlet bell-mouth centerline to diverging walls	[ m ]
$Z2$	: distance from pump inlet bell-mouth centerline to sloping floor	[ m ]
$\alpha$	: angle of floor slope	[ ° ]
$\beta$	: blade angle	[ ° ]
$\beta_t$	: angle of side wall of trench	[ ° ]
$\theta$	: attack angle of blade	[ ° ]
$\rho$	: density	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_f$	: liquid density	[ kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta_p$	: pump efficiency $(=\frac{P_{flow}}{P_{shaft}} \times 100)$	[ % ]

$\sigma$  : surface tension [N/m]

$\nu$  : kinematic viscosity [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$\tau_{ij}$  : stress tensor [ - ]

$\mu$  : viscosity [Pa·s]

$\mu_t$  : turbulence viscosity ( $= C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ ) [Pa·s]



# 제 1 장 서론

## 1.1 연구배경

흡수정 흡입관 주위에서 보텍스(vortex)의 형성은 펌프의 성능 저하와 불량한 운전상태 및 많은 유지 보수비를 가져온다. 이상적인 펌프장의 흡수정 설계를 위해서는 흡입부로 유입되는 침전물이나 공기를 제거해야 하며, 그 때 펌프가 원활하게 작동된다. 그러나 물 수위가 임계값 아래로 내려갈 때, 보텍스는 자유표면으로부터 발생한다. 이러한 보텍스는 강한 공기의 흡입이 동반되며, 진동, 캐비테이션 그리고 일반적으로 펌프의 효율을 저하시킨다. 또한, 흡수정의 바닥벽과 측벽으로부터 발생하는 보텍스는 침전물의 흡입을 동반한다. 만약 물속에 이러한 강한 공기들이 존재한다면, 이것은 흡입관 주위에서 선회류를 유발시키며 펌프 효율을 떨어뜨리는 원인이 된다. 특히 흡수정의 건설 비용을 줄이기 위하여 흡수정 크기 감소 수요가 증가함에 따라 그림 1.1과 같이 공기를 동반한 자유표면 및 수중와의 발생이 빈번하게 나타난다. 대형 펌프에서 이와 같은 유동환경은 심한 진동, 그리고 불안정한 운전상태를 유발하며, 그림 1.2와 같은 흡수정의 설계는 자유표면 보텍스, 수중 보텍스를 더욱 가속시켜 공기를 동반한 보텍스가 흡입관으로 유입된다. 이러한 현상으로 인하여 펌프는 정지에까지 이른다. 다중 흡수정 또는 흡수정내에 흡입관이 다중으로 설치되는 경우, 펌프의 성능은 흡수정의 형상, 흡수정의 형상으로 인한 흡입관으로 접근하는 유속분포, 벨마우스 형상에 따른 흡입관에서의 유속분포, 자유표면 보텍스, 수중 보텍스 등에 의한 영향이 크게 작용한다. 일반적으로 흡수정의 흡입관내에 설치된 펌프의 효율은 흡수정을 포함하지 않은 상태에서 펌프 제조자에 의한 성능 평가로 수행되었다. 그러나 흡수정의 흡입관 내에 설치된 펌프의 효율은 흡수정의 흡입관 주위의 유동특성에 의하여 성능이 크게 변화하며, 일반적으로 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스와 같은 유동특성에 의하여 펌프의 효

율은 저하하게 된다. 이러한 펌프의 정확한 성능 평가를 위하여 흡수정의 흡입관 주위의 유동특성을 고려한 펌프 성능평가가 이루어져야 하며, 만일 공기를 동반한 보텍스가 흡입관으로 유입된다면, 흡수정의 설계자는 이러한 보텍스를 저감하기 위한 여러 부가 장치를 설계 및 적절한 위치에 설치하여야 한다. 그리고 운행중인 펌프내부의 국부적인 위치에서 압력저하로 인한 캐비테이션이 발생한다면, 캐비테이션 현상까지 고려한 펌프의 성능평가가 이루어 져야 한다.



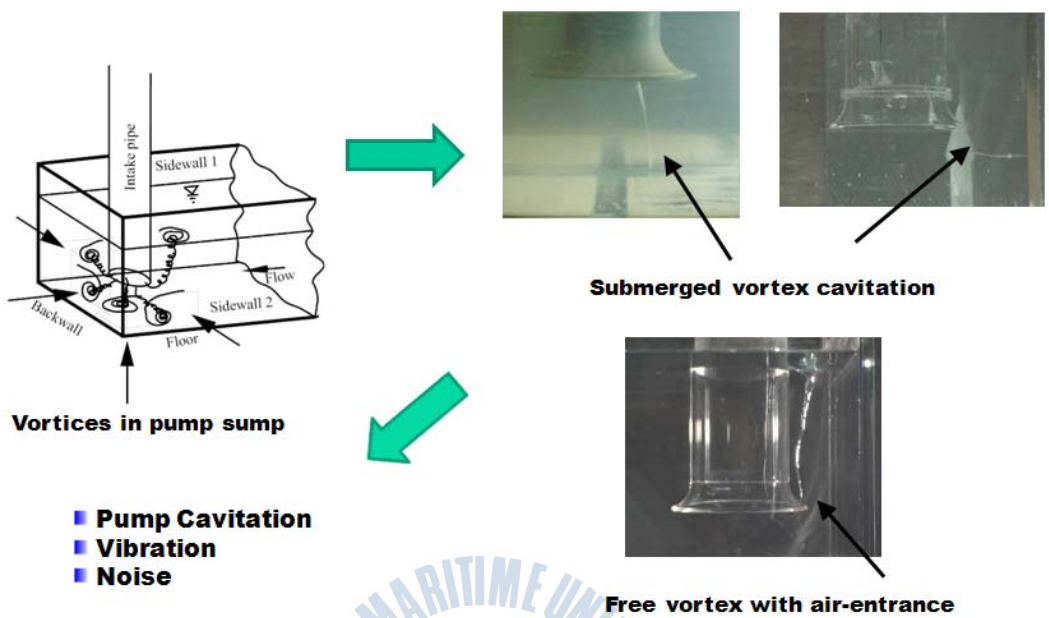


Fig. 1.1 General air-entrained vortex in a sump

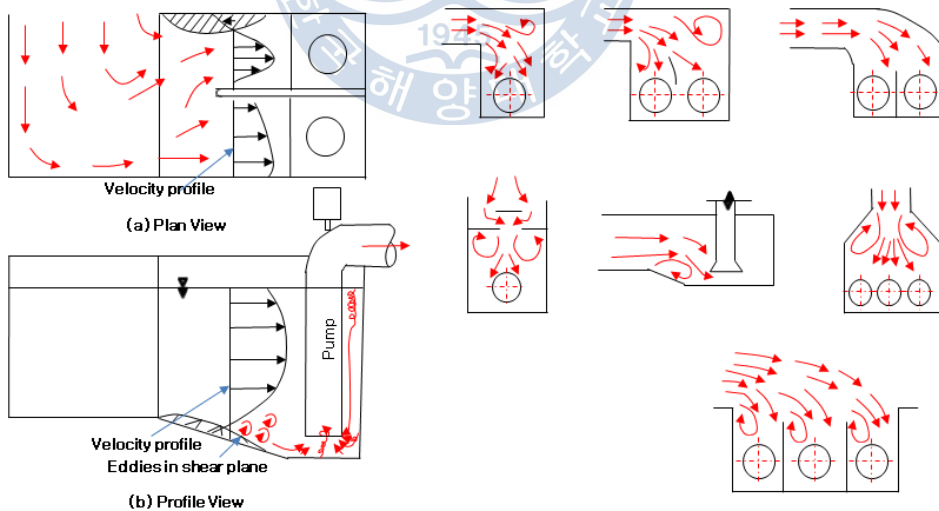


Fig. 1.2 Unacceptable designs for pump intakes

## 1.2 국내외 흡수정 연구동향

국외에서는, 1979년 Tullis[1]와 Arboleda[2]에 의하여 흡수정에 대한 설계와 흡수정 설계시 흡입관으로 유입되는 유동특성에 대한 실험적 연구가 진행되었다. 1982년 Sweeney[3]가 흡수정의 설계에 대한 사항을 제시하였다. 1984년에는 Padmanabhan와 Hecker[4]가 흡입수조에 발생하는 와의 형태를 정의하여 흡입수조의 축척비율(1:1, 1:2, 1:4)에서 발생하는 보텍스의 형태를 프로드수(Froude number)에 의하여 분류하였다. 그들은 이러한 축척비율인 스케일효과에 의한 보텍스의 발생을 연구하여, 스케일 효과가 보텍스의 발생에 중요한 영향을 미치지 않는다는 사실을 발견하였다. 1998년 Rajendran 등[5][6]은 흡수정에 대한 수치적 접근방법을 통한 흡입관 주위의 유동특성을 규명하고 보텍스에 대한 사각 채널안의 수직 흡입관을 포함한 흡입수조 내의 3차원 난류유동을 수치모델로서 RANS와 ADI 방정식으로 해석하여 그 결과를 실험과 비교 분석하였다. 1999년 Gamal Abozeid[7]에 의하여 흡입관주위에서 공기를 동반한 보텍스의 형성을 수학적 측면과 이러한 보텍스의 형성에 미치는 여러가지 요소에 대하여 실험적으로 비교 및 규명하였다. 2000년 Shibata[8] 등은 vortex 모델을 수치해석 기법에 적용하여 흡입관 주위의 캐비테이션을 포함하는 수중 보텍스에 대한 연구가 진행되었으며, 2001년 Lee[9]는 흡수정의 입구에서 불균일한 유동분포로 인한 흡수정내의 자유표면 보텍스, 수중 보텍스를 가시화 하였으며, Nagahara[10] 등은 흡수정의 불균일한 유동유입으로 인한 공기를 동반한 수중 보텍스의 발생을 PIV와 수치해석의 결과를 비교 검토하였다. 이후 많은 연구자들[11]~[30]에 의하여 PIV에 의한 실험적 방법과 수치해석적 방법으로 흡수정에서 발생하는 수중 보텍스, 자유표면 보텍스, 그리고 이러한 보텍스의 발생을 저감하기 위한 부가장치의 적용에 대한 연구가 이루어졌으며, 또한 컴퓨터의 발달로 단일흡수정의 연구에서 다중 흡수정의 연구까지 진행되고 있다. 한편 국내에서는, 2001년과 2002년 최중웅[31]~[33]등은 흡수정내의 자유표면과 자유표면 아래에서 발생하는 보텍스를 PIV 기법을 적용하여 가시화 하였으

며, 노형운[34] 등은 흡수정내의 유동특성을 수치해석 기법을 적용하여 연구하였다. 2003년 안인수[35] 등은 흡수정에서 발생하는 보텍스에 대한 저감방안을 제시하였으며, 2004년 이영호[36]는 실험을 통하여 펌프 흡입관에 대한 설계 기준을 제시하였다. 2005년 유체기계공학회 펌프분과와 한국수자원공사 [38]~[40]에 의하여 흡수정에서 발생하는 보텍스에 대한 저감방법에 대한 실험과 흡수정 설계에 대한 국내 기준을 마련하기 위한 활발한 연구가 진행되었다. 이후 흡수정에 대한 여러 연구자들[41]~[50]에 의한 흡수정내 수중 보텍스, 자유표면 보텍스에 대한 연구가 진행되었으며, 단일 흡수정 연구에서 다중 흡수정내에서 발생하는 수중 보텍스, 자유표면 보텍스에 대한 연구가 활발하게 진행되었다.





### 1.3 연구목적

펌프장 흡수정 내의 자유표면과 수중에서 발생하는 보텍스는 펌프의 성능에 큰 영향을 미친다. 그림 1.3은 본 연구에 대한 개략적인 연구과정을 나타낸 것이다. 흡수정 흡입관 주위에서 발생하는 와의 특성을 파악하기 위하여 흡수정으로 접근하는 유동 분포를 반드시 고려하여야 한다. 흡입관에서 공기의 흡입과 선회류를 방지하기 위해서는 본질적으로 보텍스의 구조, 위치 그리고 와도에 대한 연구가 필요하여, 국외에서는 흡수정내에서 발생하는 보텍스에 대하여 활발하게 연구가 진행되고 있으나, 불행하게도 흡수정내 흡입부에서의 이러한 현상에 관한 것이 문서화되거나 표본이 되는 것이 국내에서는 현재까지 미미하다. 그러한 이유로 본 연구에서는 흡입관 주위에서 발생하는 자유표면 보텍스, 수중 보텍스의 형태를 수치해석 기법을 적용하여 유동해석을 수행하였다. 그리고 이러한 보텍스의 제거방법으로 와류방지장치(anti-vortex device, AVD)를 적용하여 자유표면에서 발생하는 보텍스의 제거 능력과 수중에서 발생하는 보텍스의 제거 능력에 대하여 정량적, 정성적으로 연구하였다. 일반적으로, 펌프의 대용량으로 인하여 흡수정내 벨 마우스 안에 펌프가 설치되며, 펌프의 성능평가는 펌프의 제조사에 의하여 이러한 흡수정내의 벨마우스까지 고려되지 않고 실시되었다. 그러나 흡수정 벨마우스 내부에 설치된 펌프의 효율은 흡입관 주위의 유동특성에 의하여 변화하게 된다. 본 연구에서는 이러한 펌프의 성능을 평가하기 위하여 단일 흡수정내 벨마우스에 설치되는 사류펌프를 설계 및 성능평가를 수행하였다. 또한, 펌프의 성능 평가 시, 흡수정 유무에 따른 효율변화와 캐비테이션 모델 적용에 의한 효율변화에 대하여 연구하였다. 그리고 흡입관 아래에 설치되는 AVD 유무에 따른 펌프의 효율변화와 흡입관으로 불균일한 접근 유동 특성에 의한 AVD의 효과를 수치해석적 방법으로 평가하였으며, 최종적으로 설계된 사류펌프의 임펠러와 디퓨저의 단방향 유동-구조 연성해석을 통하여 블레이드의 구조적 안정성을 평가하였다.

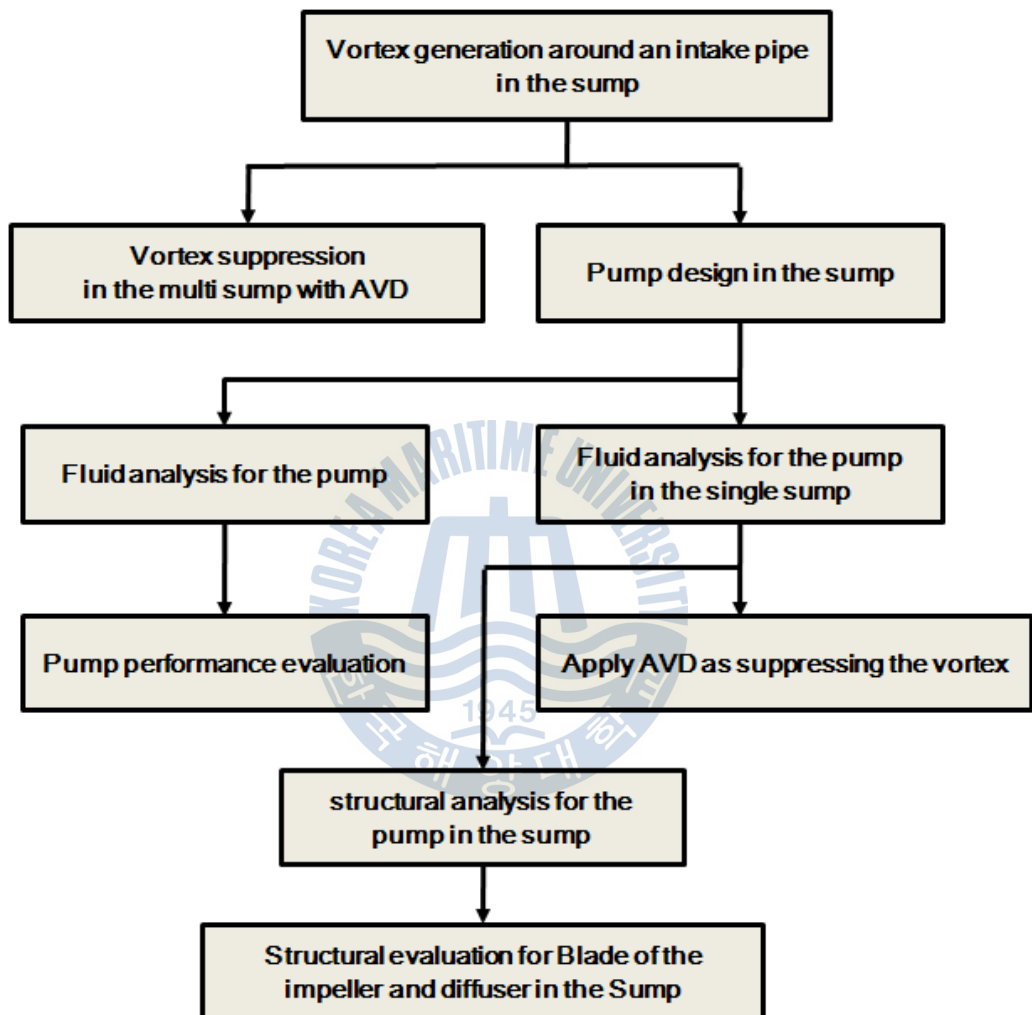


Fig. 1.3 Analysis outline of the sump model in a pump station

## 1.4 국내외 흡수정 규격

국내에서 사용되고 있는 흡수정 관련 규격은 한국 상하수도 협회에서 제정한 기계 및 전기·계측제어 설비에서 “펌프설치 및 부속 설비”에서 제공되는 흡수정 설계에 관한 기준이 유일하지만 그 범위가 빈약하고 설계 기준으로 참고하기에는 부족함이 많다. 따라서 국내의 흡수정 설계 기준은 선진국 미국의 흡수정 규격을 참조하는 실정이다.

국외의 규격으로는 미국의 ANSI/HI 9.8[51], 일본의 JSME Standard S004-1984[52]와 TSJ S 002:2005[53], 그리고 유럽의 BHRA 규격[54] 및 CEN Report[55]이다. ANSI/HI 9.8 규격은 흡수정의 여러 형태에 따른 설계 기준을 제시하였으며, 모형실험 방법과 와의 판정기준 등을 별도로 제시하고 있다. 일본의 TSJ는 사실상 JSME의 개정판으로 JSME의 내용을 모태로 하고 있다. 이 규격은 모형실험 방법과 보텍스의 판정에 대한 내용을 실험 데이터와 함께 수록하고 있어, 모형실험에 유용한 자료가 된다. 또한 여러 CFD를 이용한 흡수정 해석의 내용이 추가되어, 전산해석 연구자들의 많은 참조가 된다. 유럽의 규격인 BHRA는 대부분의 내용을 ANSI/HI 9.8의 규격을 참고한 것이고, CEN 규격은 BHRA 규격을 참고한 것이다. 그러나 이 규격에서 주목할 내용은 흡수정의 부적절한 설계 사례를 통하여 흡수정 기본 설계에 대한 지침을 제공하고 있다.

#### 1.4.1 “펌프설치 및 부속 설비”-국내 흡수정 규격

국내 흡수정 관련 규격은 흡수정내 펌프 설치 등에 관한 내용으로 총 3페이지에 불과하다. 이러한 내용을 가지고 흡수정 및 제반 구조물을 설계하는 것은 불가능할 것으로 보인다. 그 주요 내용은 다음과 같다.

펌프의 및 부속설비의 설치는 다음 항에 의한다.

1. 펌프의 흡입관은 공기가 갇히지 않도록 배관한다.
2. 펌프의 토출관은 마찰손실이 작도록 고려함과 동시에 펌프의 토출관에는 체크밸브와 제어 밸브를 설치한다.
3. 펌프 흡수정은 펌프의 설치위치에 가급적 가까이 만들고 난류나 보텍스가 일어나지 않는 형상으로 한다.
4. 펌프의 기초는 펌프의 하중 및 진동에 대하여 충분히 강도를 가져야 한다.
5. 흡상식 펌프에서 풋밸브를 설치하지 않는 경우에는 진공 펌프장치를 설치한다.
6. 펌프의 운전상태를 알기 위한 설비를 설치한다.
7. 필요에 따라 축봉용, 냉각용, 윤활용 등의 급수설비를 설치한다.

#### 1.4.2 “American National Standard for Pump Intake Desgin” -국의 Hydraulic Institute(ANSI/HI 9.8) 규격

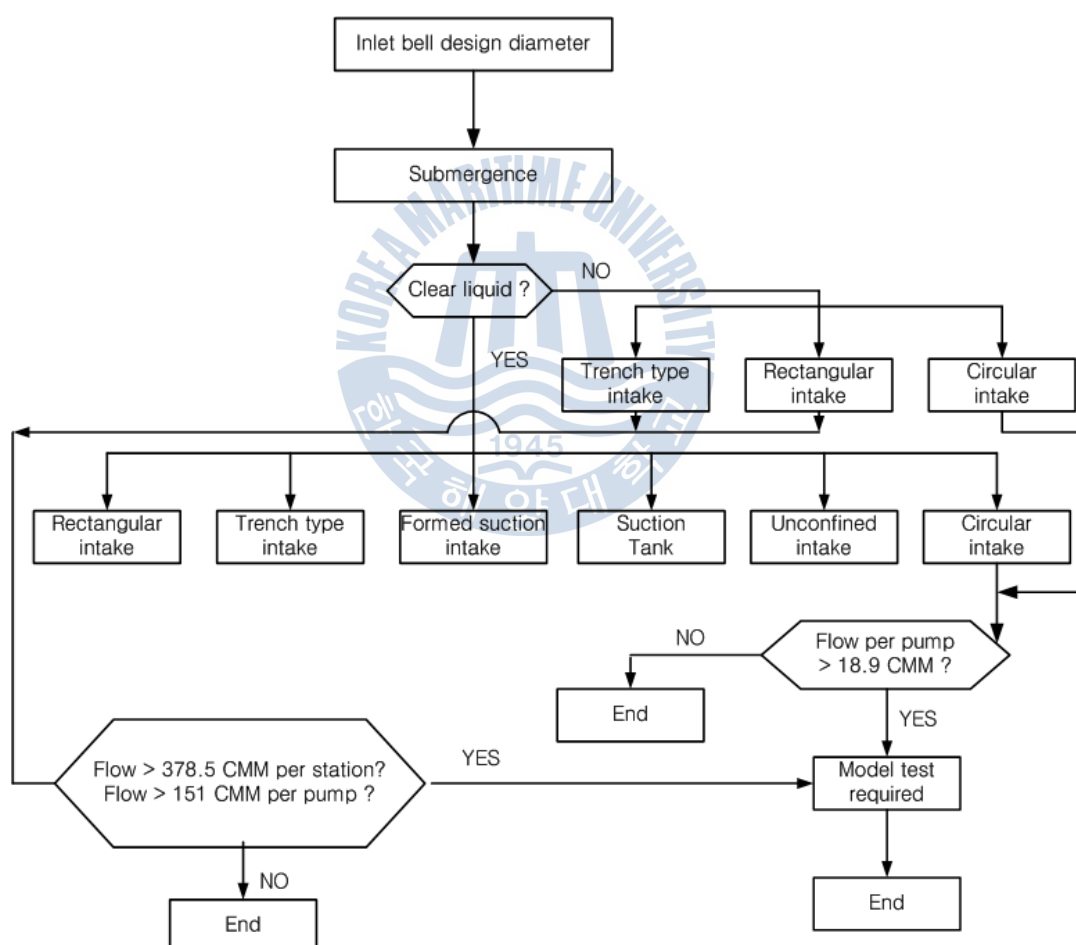
이 기준에서는 정수뿐만 아니라 고형물을 포함하는 하수에 대하여 적용할 수 있는 여러 형상의 흡수정에 대한 설계 기준을 제시하고 있다. 이 기준에서는 그림 1.4와 같은 순서로 흡수정을 설계하도록 흐름도를 제시하고 있으며, 사각형 흡수정 외의 다른 형상의 흡수정 설계에 대한 내용도 제시하고 있어 흡수정 설계에 널리 활용되고 있다. 표 1.1은 유량에 따른 벨마우스에서 추천되는 유속과 허용 가능한 유속 범위를 나타내고 있다. 벨마우스의 유속과 유량에 따른 벨마우스 직경을 그림 1.5와 같이 제시하고 있다. 이 값은 펌프 제작사의 경험에 따른 것으로서 벨마우스에서 유속이 1.7 m/s 근방이 될 수 있도록 계산한 결과에 따른 것이다. 공기를 동반한 자유표면 와의 발생을 방지할 수 있는 최소한의 임계 물수  $S$ 는 균일한 접근 유동이 존재하는 흡수정 형상에 대하여 많은 자료와 경험으로부터 식 1.1과 같이 주어졌다. 이 식에서 유속이 증가하면 임계 물수  $S$ 도 증가함을 알 수 있다.

$$S = D(1.0 + 2.3Fr) \quad (1.1)$$

여기서  $S$ 는 임계물수,  $D$ 는 벨마우스 직경,  $Fr$ 는 Froude Number( $= V_b / (gD)^{0.5}$ )를 각각 나타낸다. 그리고 표 1.2에 사각형 형태의 흡수정 설계에 추천되는 치수를 제시하였다. 본 기준에서는 흡입관으로 유입되는 최대 접근 유속을 0.5 m/s 이하가 되도록 흡수정 설계를 제시하고 있다. 만일 펌프와 펌프간의 폭이 너무 넓어지면 오히려 흐름이 곧지 못할 수도 있으므로 펌프 인근에 Filler wall을 설치하여 접근 유속을 너무 느리게 하지 않는다.

**Table 1.1 Acceptable velocity ranges for inlet bell diameter(ANSI/HI 9.8)**

Flow Rate Q (l/s)	Recommended inlet Bell Design Velocity (m/s)	Acceptable Velocity Range (m/s)
$Q < 315$	$V_b = 1.7$	$0.6 < V_b < 2.7$
$315 < Q < 1260$	$V_b = 1.7$	$0.9 < V_b < 2.4$
$Q > 1260$	$V_b = 1.7$	$1.2 < V_b < 2.1$



**Fig. 1.4 Sump design process(ANSI/HI 9.8)**

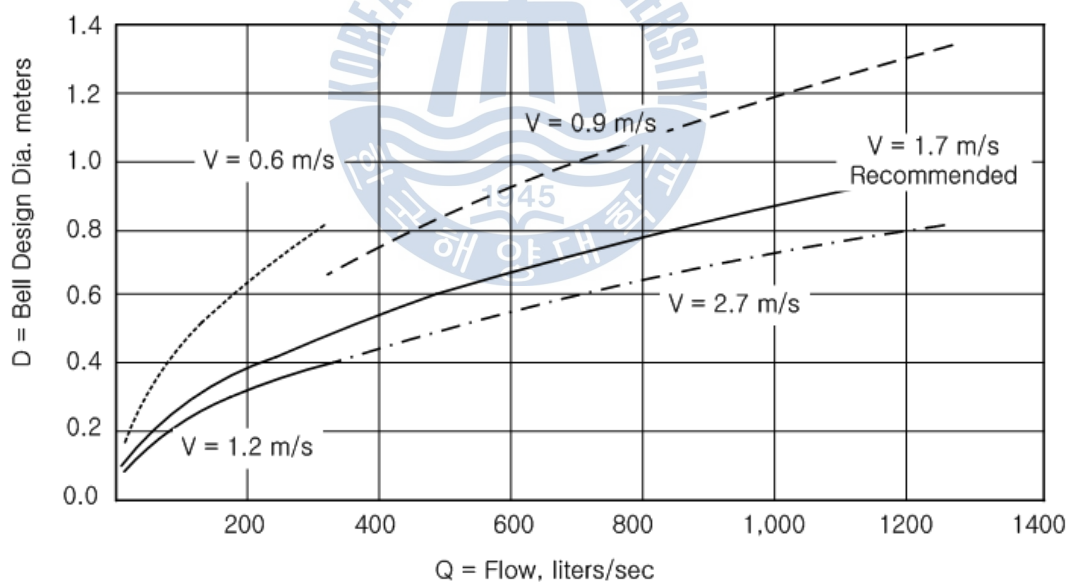
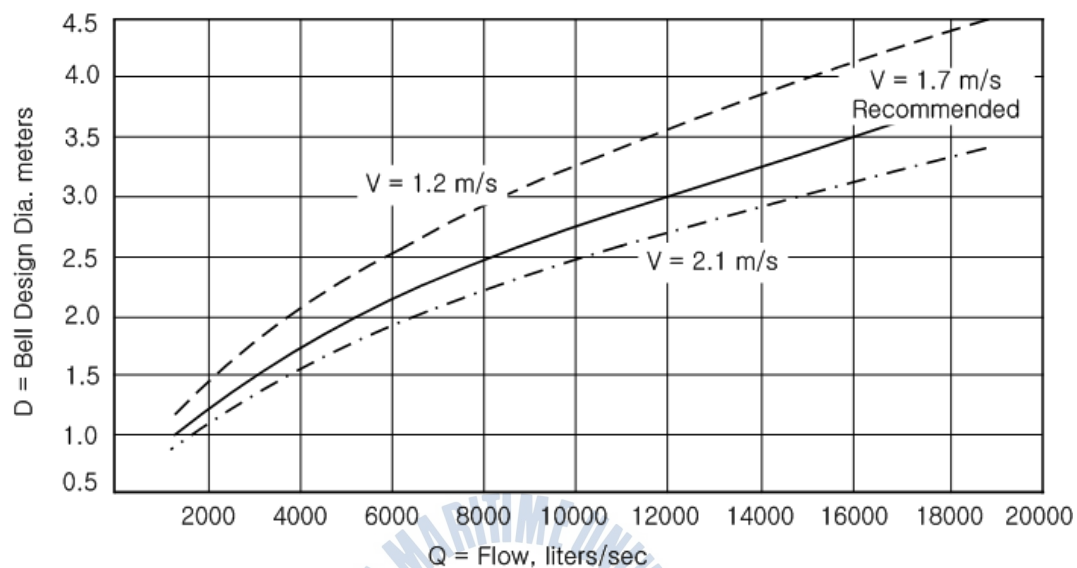


Fig. 1.5 Recommended inlet bell design diameter(ANSI/HI 9.8)

**Table 1.2 Recommended dimensions for a rectangular sump (ANSI/HI 9.8)**

Dimension variable	Description	Recommended value
B	Distance from the back wall to the pump inlet bell centerline	0.75D
C	Distance between the inlet bell and floor	0.3D ~ 0.5D
D	Inlet bell design diameter	Reference Fig. 1.4
H	Minimum liquid depth	$H=S+C$
L	Distance from the sump entrance to the pump inlet bell centerline	5D minimum
S	Minimum pump inlet bell submergence	$S= D(1.0 + 2.3F_D)$
W	Pump inlet bay entrance width	2D minimum
X	Pump inlet bay length	5D minimum
Y	Distance from pump inlet bell centerline to the through-flow traveling screen	4D minimum
Z1	Distance from pump inlet bell centerline to diverging walls	5D minimum
Z2	Distance from inlet bell centerline to sloping floor	5D minimum
$\alpha$	Angle of floor slope	$-10^\circ \sim +10^\circ$
$\beta$	Angle of wall convergence	$0^\circ \sim +10^\circ$



### 1.4.3 “Standard Method for Model Testing the Performance of a Pump Sump” -국외 JSME S 004:1984와 TSJ S 002:2005 규격

"JSME S 004-1984"는 일본 기계학회 표준화부회 제 3회 표준위원회에서 제정한 흡수정 모형시험방법을 규정하는 기준으로 ANSI/HI 9.8 기준보다 먼저 제정되었다. 이후 2002년 5월 폐지되었다. 2003년 3월에 터보 기계학회에 학자, 국가기관연구자, 펌프 제작자와 사용자 등으로 구성된 펌프의 흡입수조의 모형시험법 기준개정위원회가 설치되었으며, 1년여 동안 조사연구와 심의가 행하여졌으며, 그 결과 "TSJ S 002:2005"이라는 펌프 흡수정의 모형시험법에 관한 터보 기계학회 기준이 작성되었다. 기본적인 내용은 JSME 규격과 유사하지만, 흡수정의 표준형상과 anti-vortex Device등의 내용은 생략하고 모형 시험에 대한 내용을 더욱 강화하였다. 흡입수조의 모형시험을 하는 경우, 발생하는 와의 형태를 조사하여 방지대책의 필요성의 유무를 판정하고, 와의 방지대책 수립과 그에 대한 효과 검증 등을 행할 경우 자유표면 와의 발생은 표 1.3과 같은 허용 기준에 따라 평가하도록 제시하였으며, 수중 보텍스에 대한 등급은 진동, 소음의 원인으로 되는 것으로 예측되기 때문에 수중와의 발생은 허용되지 않으며, 관찰시간은 1건당 10분으로 제시하였다. 표 1.4는 구기준(JSME)과 신기준(TSJ)의 개정내용의 개요이다. TSJ 규격의 개정 성과 중 하나는 흡수정내 유동 해석과 여러 CFD에 대한 결과를 비교한 내용을 최초로 제시하고 있다는 점이다. TSJ는 표준 흡수정의 설계 부분에 대한 내용이 빠져 있으며, 이를 보완하기 위하여 흡수정 설계를 위한 기준을 표 1.5와 같이 참조 하도록 하고 있다.

**Table 1.3 Acceptance criteria for surface vortices (TSJ)**

Class	Contents	Example of use	Acceptance criteria	Observing duration
I	Case by which mixing of air is not allowed in pumping water from relation with other apparatus.	Circulating pumps for thermal and nuclear power plants, Cooling water pump for plants.	Only dimple vortices are allowed.	10 minutes
II	Operation is continuous and a little air mixing is allowed.	Feed pumps for water works, Sewage pumps, Feed pumps for industrial use, Irrigation pump	Dimple vortices and intermittent vortices occurring twice a observing time are allowed.	5 minutes
II	Operation frequency is low and some air mixing is allowed.	Rain drainage pumps Flood drainage pumps Drainage pumps for dry dock	Dimple vortices and intermittent vortices are allowed.	

**Table 1.4 Summary of revision contents of new standard(TSJ)**

NO.	Item	Previous standard JSME S004:1984	New standard TSJ S002:2005
1	Publish	The Japan society of mechanical engineers	Turbomachinery society of Japan
2	Committee	Sub-committee on model testing method of a pump sump	Revision committee of standard for pump intake model testing
3	Judgment of test results Class section	Tab.1 classified vortexes in 2 classes, it might confuse readers about application and vortex forms.	Classification was reviewed to be 3 classes(I, II and III) basing on allowance standard.
4	Judgment of test results Observation time	Description of 5~10 minutes was not definite.	Observation time was set up clearly as 10 minutes or 5 minutes for each class of I, II, and III.
5	Explication Test method	Explication 1.4 null. Explication 6.2(1) air entraining vortex.	Explication 6.2(1) air entraining vortex. An example that air entraining vortex became weak at high flow velocity was introduced.
6	Explication Judgment of test results	Explication about observation time was not clear.	Items about Explication 7.3 observation time was added.
7	Reference A Standard design of suction sump	Examples of designs and dimensions were shown in Explication Figs.2.1 ~ 2.7.	The examples were deleted because the purpose of the standard is to prescribes model testing method itself, and not sump design. Instead, the related standards which prescribe standard sump design are introduced in Tab.A.1 of Reference A
8	(Previous standard) 3. Device to prevent swirling flows and vortexes	Classification, designs, etc. were explained for devices to prevent swirling flows and vortexes.	The explication was deleted because prescription of the preventive devices are not the purpose of this standard.
9	Reference B Actual examples of sump test	Explication 4. Actual examples of suction sump 10 actual examples of suction sump were shown.	Reference B introduces 7 actual examples of suction sump which were designed with reference to the results of model sump test carried out after the publication of the previous standard.
10	Reference C Flows and evaluation of vortexes in the sump by CFD	There was no description in the explication.	Evaluation method of flows in suction sump and vortexes by the simulation technology based on CFD recently shows remarkable development is explained in Reference C.
11	Index	Nil	Index is contained.

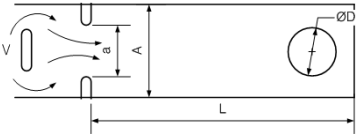
**Table 1.5 Standards and design guidelines defining sump geometries(TSJ)**

Standard name	Publisher
Technological standard draft for drainage and water supply pump facility and explication(in Japanese) Guideline draft for design of drainage and water supply pump facility and explication (in Japanese)	Association for Pump System Engineering under the Supervision of Construction Planning Division of Policy Bureau of the Ministry of Land, Infrastructure and Transport, February 2001.
Design standard for business planning of land improvement, Technical notes for design of pump station	The Japanese Society of Irrigation, Drainage and Reclamation Engineering under the Supervision of The Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries, January 1997.
Guideline for design of water works facility, the First Volume	Japan Water Works Association, March 2000.
Guideline and explication for planning and design of sewage works facility	Japan Sewage Works Association, April 2001.
Guideline and explication for design of industrial water facility	Japan Industrial Water Association, January 2004.
American National Standard for Pump Intake Design	Hydraulic Institute, August 1998
CEN Report CR13930 Rotodynamic pumps - Design of pump intakes - Recommendations for installation of pumps	European Committee for Standardization, August 2000
Guidelines for Design of Intakes for Hydroelectric Plants	American Society of Civil Engineers, 1995

#### 1.4.4 “Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes” -국의 BHRA 규격

BHRA 규격은 ANSI/HI 9.8 규격을 참고 자료로 하였기 때문에 설계내용의 대부분이 ANSI/HI 9.8 규격과 유사하다. 그러나 이 기준은 직사각형 흡수정에 대하여만 다루고 있으며 흡수정에 대한 설계 및 흡수정내에서 발생할 수 있는 유동 현상에 대한 설명이 더 자세하게 기술되어 있다. 이 규격에서는 펌프가 1대로 단일 설치된 경우에 대한 간단한 흡수정 설계에서 복수대의 펌프가 설치로 인한 상대적으로 복잡한 흡수정 설계의 분류까지 제시하고 있으며, 수리학적으로 좋지 않은 유동을 초래할 수 있는 형상 설계에 대한 사례들을 제시함으로써, 이러한 흡수정의 설계를 피할 것을 권고하고 있다. 표 1.6은 사각형 흡수정에 대한 추천되는 설계 치수를 나타내고 있으며, 이는 단일 펌프 설치 뿐만아니라 다수 펌프 설치에도 적용된다. 벨마우스로 접근하는 유속은 0.3 m/s 이하, 흡입관 유속은 1.2 m/s의 값으로 설계하도록 하고 있다.

**Table 1.6 Recommended dimensions for a rectangular sump (BHRA)**

Dimension variable	Description	Recommended value
B	Distance from the back wall to the pump inlet bell centerline	0.75D
C	Distance between the inlet bell and floor	0.5D
D	Inlet bell design diameter	1.5d ~ 1.8d d: Intake pipe diameter
L	Distance from the sump entrance to the pump inlet bell centerline 	$a/A = 1, L \geq 4D$ $-a/A = 0.8, L \geq 6D$ $-a/A = 0.5, L \geq 10D$ $-a/A < 0.5, \text{ required AVD}$
S	Minimum pump inlet bell submergence	1.5D
W	Pump inlet bay entrance width	2D(~3D)

#### 1.4.5 “Rotodynamic Pumps- Design of Pump Intakes- Recommendations for Installation of Pumps” -국외 CEN Report CR 13930:2000 규격

이 기준은 유럽에서 사용되는 규격으로서 BHRA 기준을 참고로 하여 만들어졌다. 펌프장 흡수정 설계와 펌프 설치에 대한 가이드라인의 내용을 초보 설계자들이 쉽게 접근 할 수 있도록 설명되어 있으며, 사업장의 설계유량과 무관하게 사용할 수 있도록 구성되어 있다. 그러나 정수 혹은 이와 유사한 유체에 대하여서만 이 기준을 적용 할 수 있다. 또한 원심, 사류, 축류 펌프등과 같이 여러 형태의 펌프에 대하여 적용 가능하다. 그리고 벨마우스와 같은 여러 가지 종류의 흡입부 형상에 대한 설계기준을 제시하고 있으며, 흡수정의 유입부 위치와 방향에 따라 흡수정의 설계를 분류 제시하고 있다. 또한 벽면에서 수평으로 설치된 흡입구 혹은 벨마우스 방향에 따른 흡수정의 설계 값을 제시하고 있다. 표 1.7은 사각형 흡수정에 대한 추천되는 설계 치수를 나타내고 있으며, 벨마우스로 접근하는 유속은 0.5 m/s ~ 0.7 m/s의 값을 제시하고 있다.

**Table 1.7 Recommended dimensions for a rectangular sump (CEN)**

Dimension variable	Description	Recommended value
B	Distance from the back wall to the pump inlet bell centerline	0.75D
C	Distance between the inlet bell and floor	0.25D~0.5D
D	Inlet bell design diameter	1.4d ~ 1.8d d: Intake pipe diameter
L	Distance from the sump entrance to the pump inlet bell centerline	2D : Simultaneous operating 4D : Partial operating
S	Minimum pump inlet bell submergence	1.0D ~ 1.5D
W	Pump inlet bay entrance width	2D

## 1.5 흡수정 설비 적용사례

그림 1.6은 제철소 해수 취수 펌프 설비에 대한 펌프장을 나타낸 것이다. 직경 800 mm, 700 mm, 600 mm의 입축 사류 펌프가 각각 6대, 5대, 4대로 설치되어 있다. 2대 이상의 펌프는 임의로 조합 운전되며, 와류방지벽이 설치되지 않은 경우, 1대의 운전펌프 주위에서 공기를 동반한 와가 흡입관으로 유입된다. 이러한 현상이 발생하는 펌프는 그림에서 표시한 부분과 같이 최하류 운전펌프 직전의 펌프에서 발생한다. 그림과 같이 와류방지벽을 설치하는 경우, 운전펌프의 하류쪽에서 발생하는 보텍스는 해소되지만, 상류측에서 새로운 보텍스가 발생한다. 와류방지벽을 몰수형으로 설치하면, 방지벽 상단부분에서 표면류가 발생하여 오른쪽 보텍스를 교란시켜 소멸하는 효과가 발생하였다. 그림 1.7은 제철소 해수취수펌프 설비의 펌프장을 나타낸 것이다. 직경 1200 mm의 입축사류펌프 14대가 흡수정 측벽을 따라 설치되어 있으며 실선부로 표시한 것은 수정전의 펌프장이다. 연속적인 공기흡입와가 펌프 상류에서 발생하였으며, 이것을 제거하기 위한 목적으로 와류방지벽을 설치하여 펌프장에 생성되는 보텍스를 제거하였다. 그림 1.8은 직경 1500 mm, 900 mm, 800 mm의 입축사류펌프가 각각 2대씩 설치되어 있는 펌프장이다. 공기흡입와가 유동의 편류에 의하여 그림에서 보는 것과 같은 P2, P4 펌프 위치에서 발생하였으며, P3, P4, P5 펌프에서는 수중 보텍스가 발생하였다. P2 펌프의 하류측 공기흡입 보텍스는 와류방지벽(C),(D)를 설치하여 방지하였으나 (C),(D)형태의 방지벽에 의하여 P1 펌프의 하류측에서 간헐적으로 공기를 동반한 흡입 보텍스가 발생하였다. 이러한 현상을 억제하기 위하여 와류방지벽(B)을 P1 펌프의 하류 위치에 설치함으로써 공기흡입 보텍스가 발생하지 않았다. P3, P4, P5 펌프에 대해서는 와류방지벽(A)와 저면와류방지벽(1),(2)을 설치하여 공기흡입 보텍스, 수중 보텍스 모두를 제거한 사례이다. 그림 1.9는 하수·우수 배수 펌프 설비의 펌프장이며, 직경 500 mm, 450 mm, 600 mm, 800 mm, 1100 mm의 입축사류펌프가 설치되어 있



다. 각각의 펌프는 우수나 하수량에 의해 펌프 조합 운전상황이 정해진다. 또한 유입게이트의 측면이 폐쇄되는 경우가 있다. ①~⑧호 모든 펌프에서 보텍스가 발생하였으며, 이러한 보텍스를 해결하기 위한 방책으로 ③~⑥호 대하여 각 펌프로부터 후방벽까지가 넓은 형태이고, 펌프 후방 부분에서 보텍스가 발생하므로 K-9, K-10, K-11과 같은 와류방지벽을 설치하였다. ①, ②, ⑦, ⑧호의 각 펌프에 대하여 펌프 후방부분에서 보텍스가 발생하므로, K-1, K-2, K-8, K-7과 같은 와류방지벽을 펌프 후방에 설치하였다. 각각의 펌프 벨마우스 아래에는 선회류 방지판을 설치하였으며, 센타-피아를 일부 연장하여 균일한 흐름이 얻어지도록 하였다. 그 결과 임계몰수 이상의 수위에서는 수중 보텍스, 공기흡입 보텍스의 발생을 방지 할 수 있었다. 그림 1.10는 순환수 펌프 흡입수조의 설비에 대한 펌프장이다. 직경 1800 mm의 입축사류펌프가 설치되어 있으며, 기 설치된 A, B, C 펌프의 1호기 순환수 펌프장에 새로이 2호기 순환수 펌프장 D, E를 공간제약의 사유로 기존 수조에 인근하여 설치한 사례이다. 취수로가 1개이고, 1, 2 호기 펌프장의 격벽에 수문고를 뚫어 2호기용의 흡입수조로 취수하는 구조이나, 2호기용 흡입수조에서 균일한 흐름이 얻어지지 않고 펌프 D, E에서 공기흡입 보텍스, 수중 보텍스가 발생하였다. 2호기 흡입수조의 M부의 용적을 크게하고, 바닥 레벨을 펌프 설치 바닥레벨과 동일하게 하였으며, 수로의 안내벽 P를 워터 커텐으로서 이용함으로서 수문고를 통하여 유입되는 흐름의 세기를 M에서 감쇄시켜, 정류된 흐름을 펌프에 유입되도록 하였다. 또한 수문고에서의 빠른 유속을 감소시키기 위하여 수문고의 크기를 넓혔으며, M부의 센타-피아 길이를 짧게하여 D, E 흡수정 수로에서 수위차가 생기지 않도록하여 보텍스의 발생을 방지한 사례이다. 그림 1.11은 공장용 냉각수 펌프 설비를 나타낸 펌프장이며, 직경 1200 mm의 입축사류펌프 5대가 5개의 흡수정에 각각 설치되어 있다. 원래의 흡수정 형상은 취수로의 유입 방향의 폭이 협소하고 가늘며 긴형상으로서 다수의 게이트가 병렬로 배열되어 있다. 펌프의 운전과 게이트의 사용조건에는 P1과, G1, G2, P2와 G3, G4와 같은 대응로 구성되어 작동된다. 게이트 G5, G6을 사용하는 P3 펌프 운전시에 수조 저면으로부터 표



면을 향하는 순환류가 발생하여, 수조 표면에서 기포가 약간 발생하는 수준이  
 었다. 모든 펌프에 있어서 펌프에 악영향을 미치는 보텍스의 발생은 확인되지  
 않았다. 그림 1.12는 화학공장용 해수 펌프의 설비를 나타낸 펌프장이며, 직경  
 1100 mm, 600 mm의 입축사류 펌프가 각각 8대, 3대 설치되어 있다. 독립된 3부  
 분의 흡수정으로 구성되어 보수 유지가 편리한 구조로 이루어져 있다. 수조내  
 의 상류 위치에 소형 펌프를 배치하여 공간을 유효하게 활용하였다. 그러나 모  
 든 운전중인 펌프에서 수중 보텍스가 발생하였다. 그리고 펌프장 양끝단의 흡  
 수정 펌프에서 자유표면으로부터 공기흡입 보텍스가 발생하였다. 수중 보텍스  
 억제를 위하여 바닥에 와류방지벽을 설치하여 해결하였으며 공기흡입 보텍스의  
 억제를 위하여 격벽부 중간에 흐름이 펌프측으로 유입되도록 요철을 추가하여  
 해결한 사례이다. 그림 1.13은 도시 하수배수 펌프 설비의 펌프장으로서, 직경  
 1400 mm의 입축사류펌프 3대, 직경 1000 mm의 입축사류펌프 1대, 직경 400 mm  
 의 입축사류펌프 1대가 설치된 설비 구조를 나타내고 있다. 여러 게이트의 개  
 폐 상황과 펌프운전의 조합에 대하여 공기흡입 보텍스, 수중 보텍스 문제가 생  
 기지 않도록 하였으나, 게이트 개폐와 운전 펌프의 조합에 따라서 자유표면으  
 로부터 공기흡입 보텍스가 발생하였다. 이를 해결하기 위한 대책으로 와류방지  
 벽 I, II를 추가함으로 해결하였다. 그림 1.14는 LNG기지 기화기용 해수 펌프  
 의 설비구조를 나타낸 펌프장이다. 직경 800 mm의 일상식 입축사류펌프(가동식)  
 식)가 9대 설치되어 있으며, 그림과 같이 도수로 면적을 적게 하기 위하여, 펌  
 프 9대에 대한 유동의 유입이 하나의 취수로로 구성되었으며, 급확대에 가까운  
 상태로 흡수정에 유입되는 구조로 되어 있다. 자유표면으로부터 공기흡입 보텍  
 스의 발생을 예상하여 와류방지장치를 설치하였다. 그리고 바스크린 전방부분  
 에는 정류벽이 설치되어 있지 않다. 펌프의 운전대수 및 운전조합은 수요유량  
 에 따라 바꿀 수 있다. 유동은 도수로부터의 흐름이 확산되지 않은 상태로 스  
 크린부에 접근하기 때문에 유속의 불균일정도가 크게 발생한다. 또한 스크린부  
 에 역류가 발생하였다. 바스크린 전방에 정류벽을 설치함에 따라 전수로 통수,  
 펌프를 모두 운전시 유입상황은 거의 균일한 흐름으로 되었으며 전체의 펌프운

전 조건에 대하여 자유표면으로부터 공기흡입와가 발생하지 않은 사례이다.

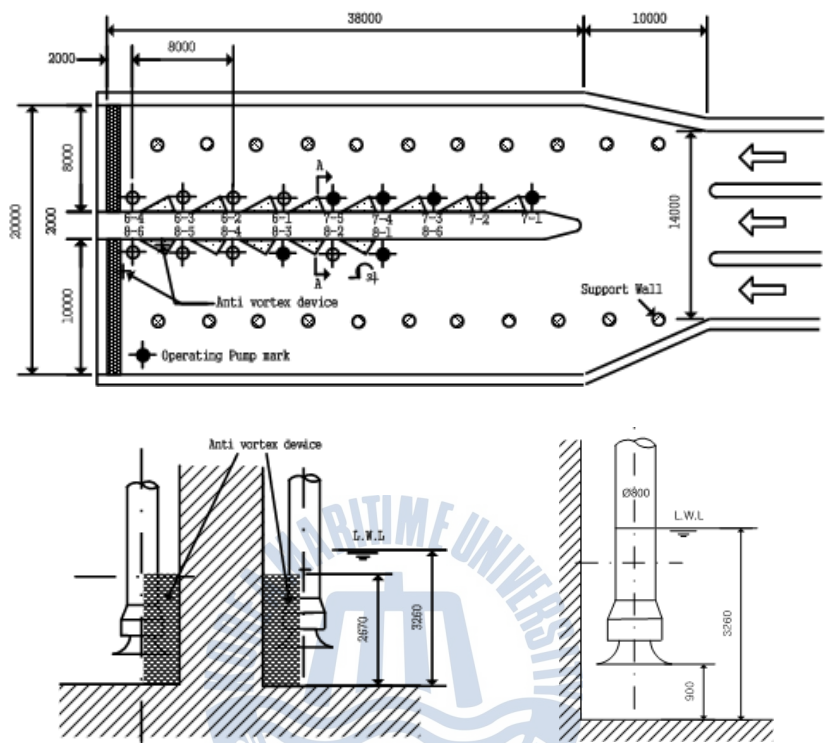


Fig. 1.6 Pump station facilities example 1

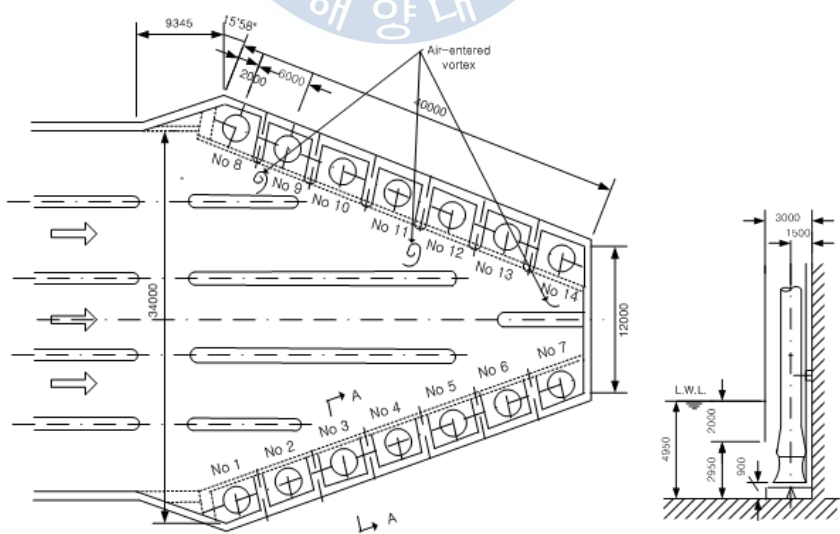


Fig. 1.7 Pump station facilities example 2



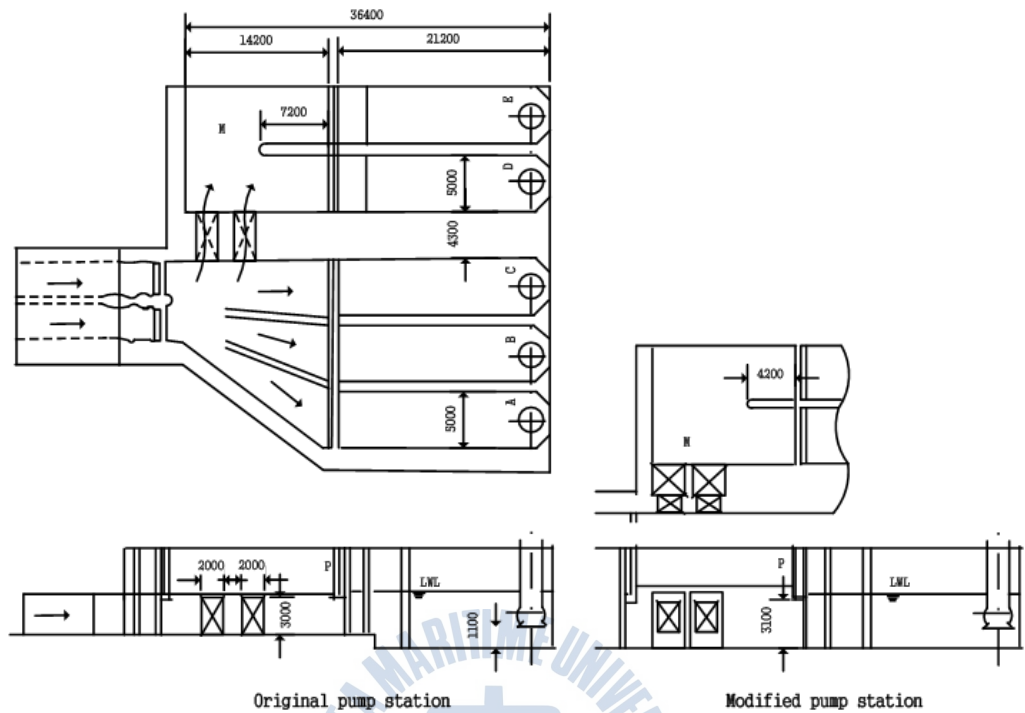


Fig. 1.10 Pump station facilities example 5

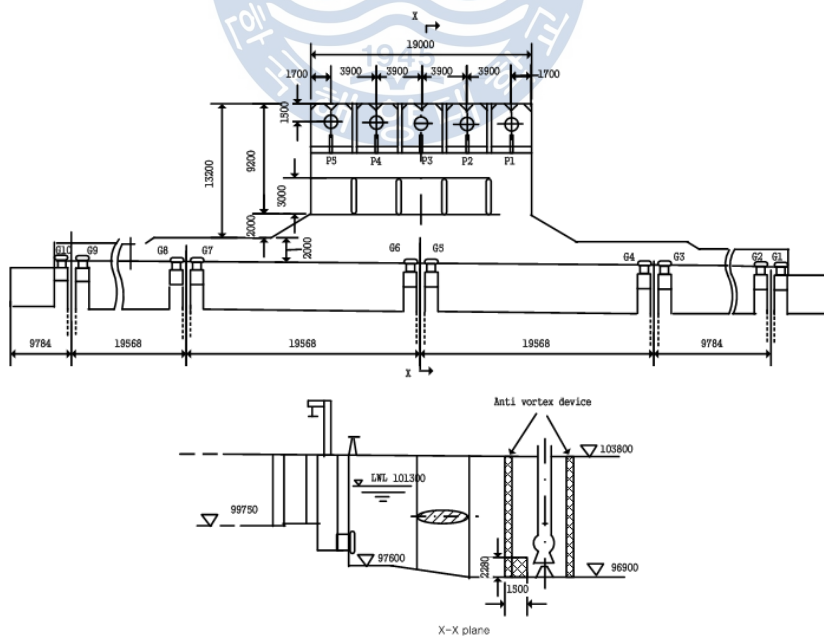


Fig. 1.11 Pump station facilities example 6

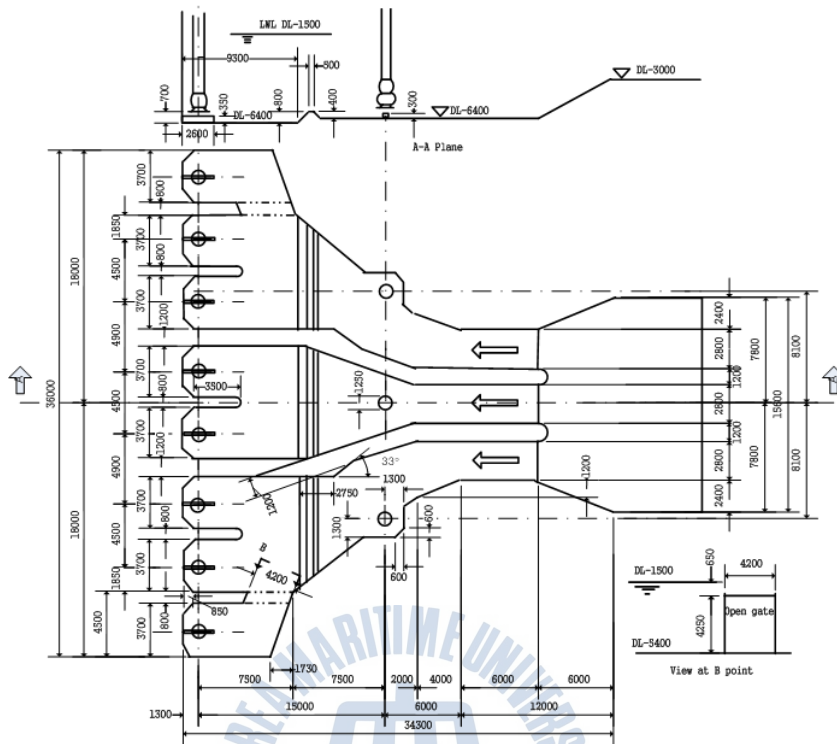


Fig. 1.12 Pump station facilities example 7

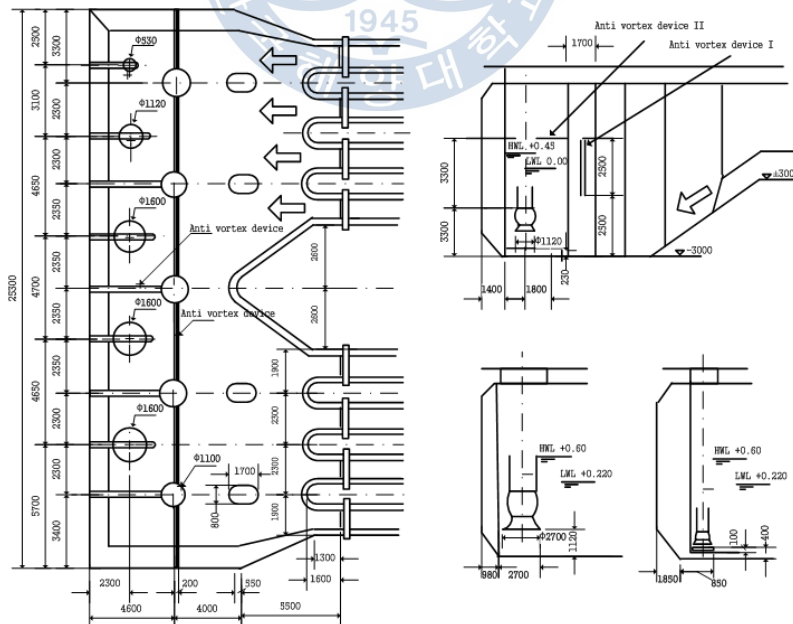


Fig. 1.13 Pump station facilities example 8

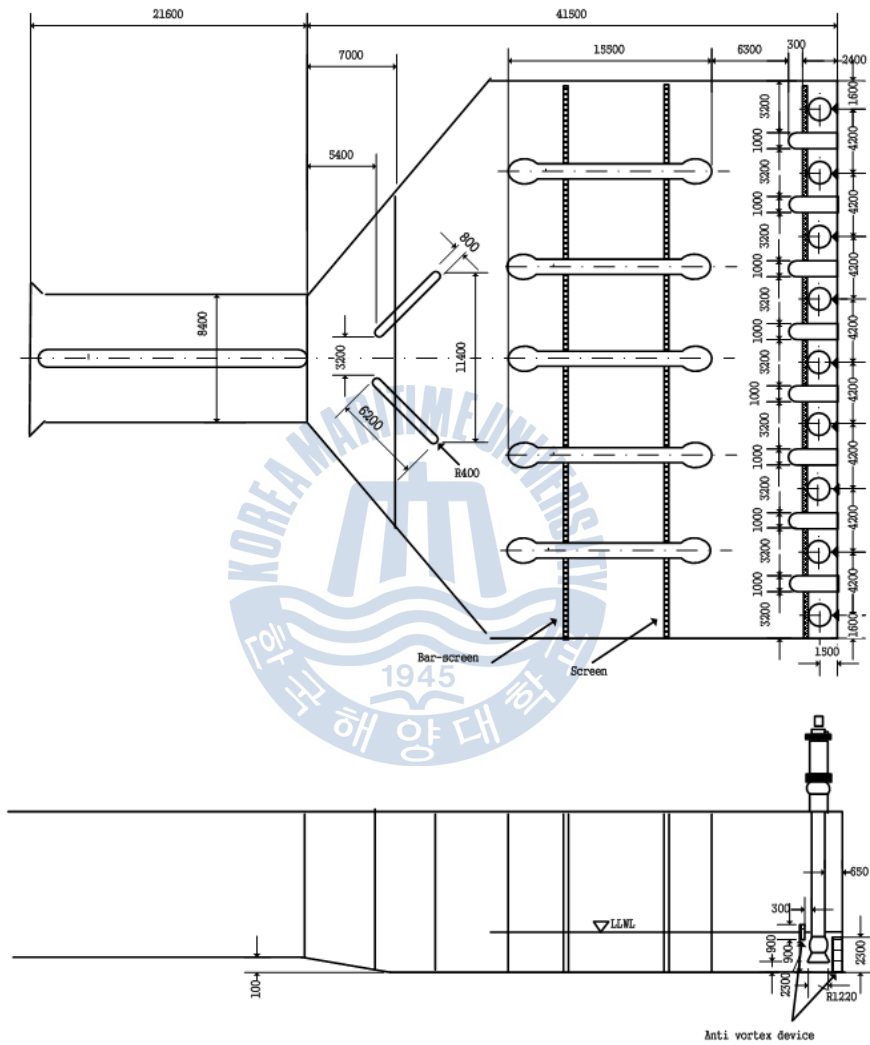


Fig. 1.14 Pump station facilities example 9

## 제 2 장 흡수정

### 2.1 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스의 분류

흡입수조의 형상이 적절하지 못하면, 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스는 그림 2.1과 같이 자유표면, 측벽, 후벽 그리고 바닥벽으로부터 공기를 동반한 보텍스가 발생하며, 특히 자유표면으로부터 발생하는 보텍스는 직접적으로 공기 유입을 동반한다. 그림 2.2는 흡입수조의 흡입관 주위에서 발생하는 일반적인 보텍스의 형태이다. 그림 2.2(a)는 자유표면으로부터 보텍스가 발생하는 것을 나타낸 것으로서 자유표면으로부터 발생한 보텍스는 수면의 저하 또는 회전류의 가속으로 인하여 공기를 동반한 보텍스가 흡입관으로 직접 유입된다. 2.2(b)는 흡입관 주위의 수중 보텍스 발생 형태이며 벨마우스의 몰수 깊이와는 직접적인 관계는 없다. 이런 보텍스는 진공 콘(vapor cone)의 발생과 함께 흡수정의 측벽, 후벽 또는 바닥벽으로부터 발생되어 흡입관으로 유입된다. 그림 2.3은 자유표면으로부터 발생하는 보텍스의 형태를 분류한 것이다. 보텍스는 흡입속도의 증가 및 유량의 증가로 인하여 Type 1에서 Type 6 형태로 발달한다. Type 1은 자유표면상에 보텍스가 발생하는 수준이며 공기흡입은 발생하지 않으며 움푹 패임 현상도 없는 경우이다. Type 2는 자유표면에서 공기흡입은 발생하지 않으나 움푹 패임 현상이 발생하며 수면 아래에서는 선회류가 약하게 발생하는 경우이다. Type 3은 공기흡입은 발생하지 않으나 움푹 패임현상과 수면아래에서 강한 선회류가 발생하는 경우이다. Type 4는 깊은 움푹 패임현상과 수면아래에서 강한 선회류가 발생하는 경우이다. Type 5는 움푹 패임 현상이 증가하여 공기의 흡입이 간헐적으로 발생하는 경우이다. Type 6은 공기가 연속적으로 유입되어 펌프의 성능에 영향을 미치는 경우로서, 몰수 깊이가 적을 때는 많은 공기의 양이 연속적으로 흡입관으로 빨려 들어가게 되고 펌프의 성능을 저하 시킨다.



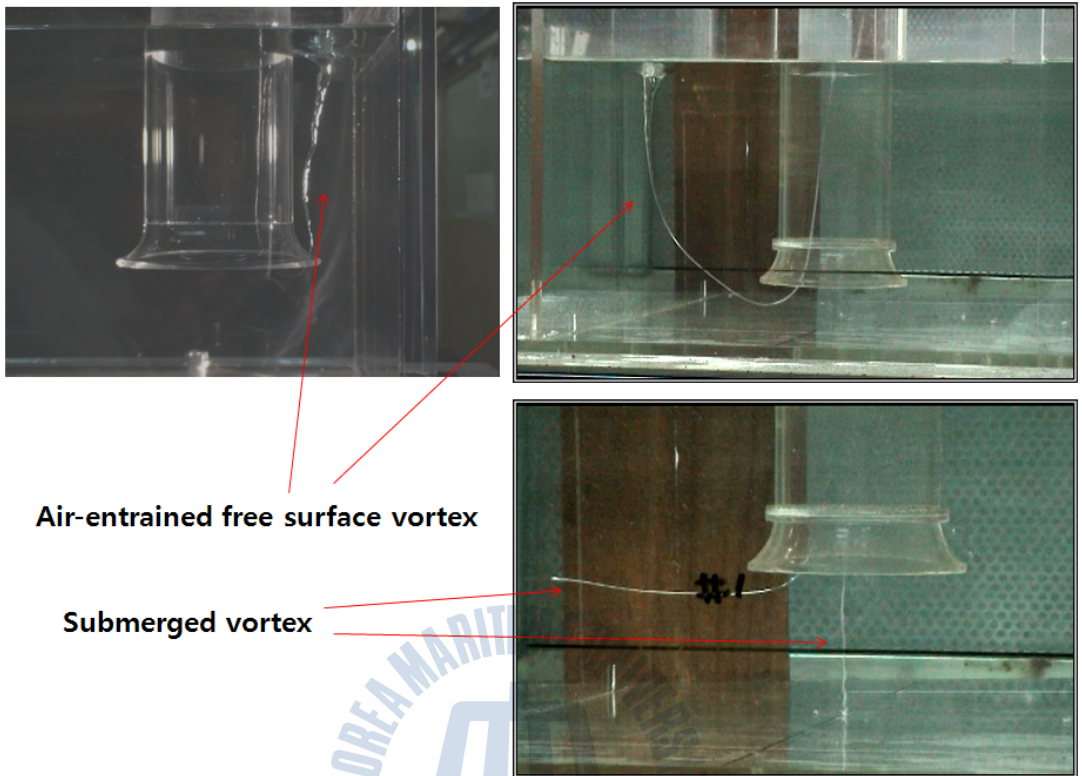
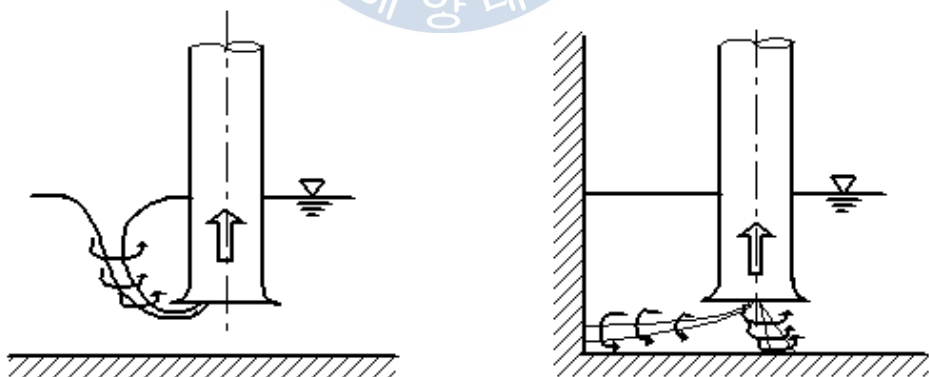


Fig. 2.1 Vortex visualization in the sump



(a) Free surface vortex

(b) Submerged vortex

Fig. 2.2 General vortex in the sump



Type 1 - Surface swirl

Type 2 - Surface dimple coherent swirl

Type 3 - Dye core to intake : coherent swirl throughout  
water column

Type 4 - Vortex pulling floating trash but not air

Type 5 - Vortex pulling air bubbles to intake

Type 6 - Full air core to intake

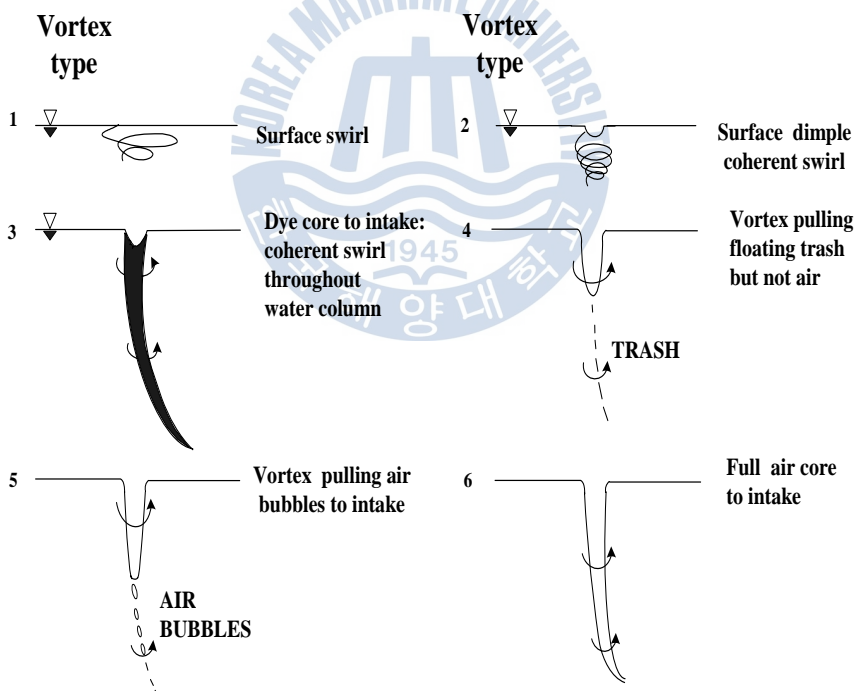


Fig. 2.3 Vortex type of free surface (Hecker,1984)

## 2.2 흡수정의 일반적 치수정의

그림 2.4는 사각형 형태의 일반적인 단일 흡수정에 대한 치수를 나타내고 있다. B는 흡수정의 후벽과 벨마우스의 중앙까지의 거리, C는 흡수정의 바닥벽과 벨마우스 끝단까지의 거리, D는 벨마우스의 지름, H는 흡수정의 최소 유체의 수위를 나타내고 있다. 그리고 L은 펌프장의 흡수정으로 유입되는 유입구에서 벨마우스까지의 거리이며, S는 최소 유체의 수위로부터 벨마우스까지의 거리, W는 흡수정의 폭(펌프간 폭), Y는 스크린이 설치된 경우 벨마우스에서 스크린까지의 거리를 나타내고 있다. 일반적으로, 벨마우스의 직경을 대표 길이로 하여 흡수정 설계에 적용한다.

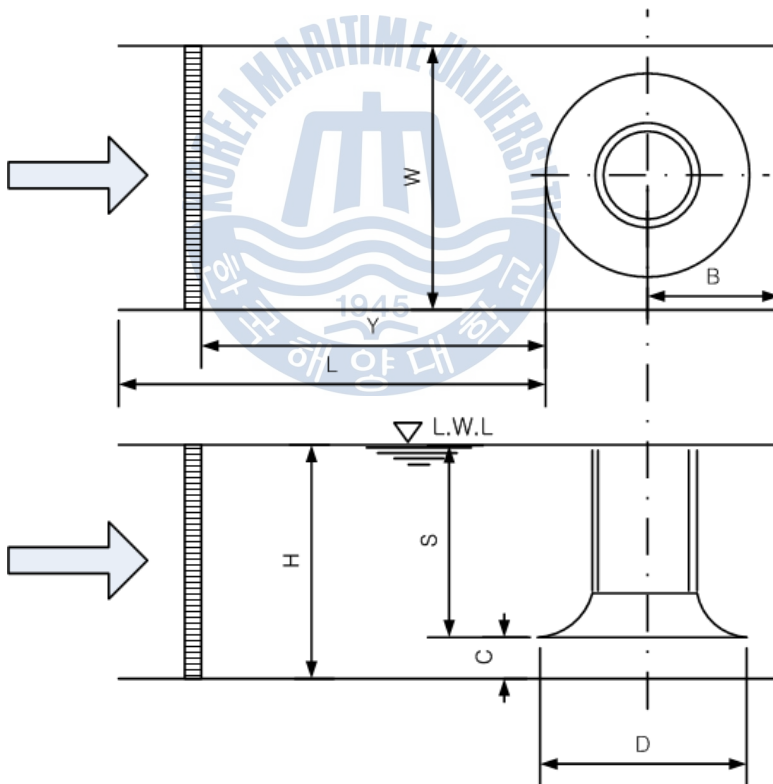


Fig. 2.4 Dimensions variable for a rectangular type sump

## 2.3 흡수정에서 사용되는 무차원 파라미터

흡수정의 유동현상에 대한 동적상태를 정의하기 위하여 운동학적 3개의 무차원 파라미터를 사용한다. 그것은 Proud Number, Reynolds Number, Weber Number 이다. 각각의 식은 다음과 같이 표현된다.

$$Fr = V_b / (gD)^{0.5} \quad (2.1)$$

$$Re = V_b D / \nu \quad (2.2)$$

$$We = V_b^2 \rho D / \sigma \quad (2.3)$$

여기서,  $g$ ,  $\nu$ ,  $\rho$ 와  $\sigma$ 는 각각 중력가속도, 동점성계수, 유체 밀도 그리고 유체의 표면장력을 나타낸다.  $V_b$ 는 흡수정내에서 흡입관의 속도이며 식 2.4와 같이 정의 된다.

$$V_b = 4Q_b / (\pi D^2) \quad (2.4)$$

여기서,  $Q_b$ 는 흡입관으로 유입되는 유량이다. 보충의 파라미터로는 표면 장력에 대한 중력가속도 비로 표현되는 Bond Number를 사용하며 다음과 같이 표현 된다.

$$B_o = \rho g D^2 / \sigma \quad (2.5)$$

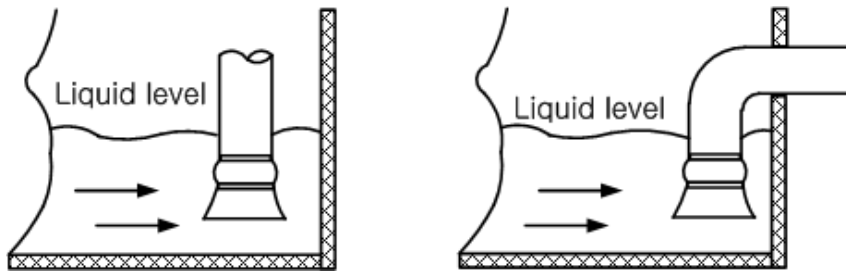
이상과 같이 지배 파라미터를 정의 하는 경우, 특성 스케일의 선택에서 다양한 옵션을 고려할 수 있다.

## 2.4 흡수정의 분류

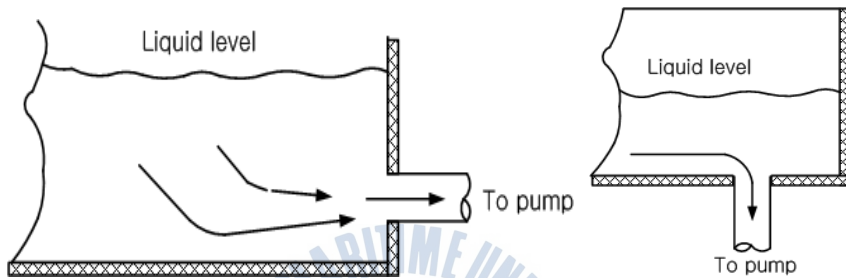
흡수정은 어떠한 시스템의 가장 낮은 부분에서 임시로 유체를 저장하고 보관하는 탱크이다. 흡입부는 운하, 강, 그리고 입구 챔버 수조로부터 펌프 흡입부까지 물을 수송하는 구조이며, 펌프의 흡입면에서 주로 유동이 분배되는 기능을 한다. 그림 2.5는 흡입관이 흡수정내에서 수직, 수평 또는 바닥벽에 설치되는 설치 위치에 따른 분류이다. 각각의 구조는 펌프장의 설계 펌프의 위치에 따라 선택적으로 사용되며, 각각의 흡입관을 사용한 경우 흡수정내에서 발생하는 와의 형태도 다르게 발생한다. 그림 2.6은 흡입관이 흡수정내에서 설치되는 환경에 따라 건식, 습식으로 나뉜다. 습식이 산업분야에 널리 사용되고 있으며, 건식의 경우 높은 설치비용으로 인하여 잘 사용되지 않는다. 그러나 건식의 경우 자유표면으로부터 공기를 동반한 와가 발생하지 않으므로 공기흡입 보텍스에 의한 펌프의 성능 저하가 발생하지 않는 장점이 있다. 흡수정의 형태에 따라 그림 2.7과 같이 사각형 흡수정, 원형 흡수정, 트렌치 흡수정으로 나뉜다. 사각형 흡수정은 가장 일반적으로 사용되는 것이며, 대형 흡수정 설계시 주로 사용된다. 원형 흡수정은 많은 종류와 다양한 크기의 펌프장 설계에 적합하며, 대부분의 펌프와 액체 종류에 적용이 가능하다. 또한 작은 크기라서 건설비용이 적게 든다. 소형 펌프장에서는 이러한 원형 흡수정이 사전에 완성본으로 제작할 수 있는 장점으로 인하여 많이 이용되기도 한다. 그러나 원형 흡수정내에 2 ~ 3대 이상의 펌프가 설치되는 경우 내부 유동이 아주 복잡하게 된다. 트렌치형 흡수정은 직사각형 흡수정과 다른 유형으로서, 유동이 관의 측면에서 유입되어 펌프가 있는 흡수정 쪽으로 유로가 갑자기 바뀌는 형상이다. 지형적 형상이 펌프가 나열된 축으로 평행한 유입 유동이 형성되는 경우, 유체가 유입되는 관의 높이 아래에 펌프 흡입부가 있는 트렌치형을 사용하여 펌프 흡입측을 집중된 유입 유동으로부터 보호하는 형상이다. 그림 2.8은 흡수정 입구에서 흡입관으로 접근하는 유동형태에 따라 흡수정을 분류한 것이다. 그림

2.8(a)의 직선형은 유동이 흡수정 입구에서 흡입관으로 직선으로 유동이 유입되는 흡수정이며, 흡입관 근처까지는 편류가 발생하지 않는 특징이 있다. 마운드 형은 그림 2.8(b)와 같이 흡수정 입구에서 흡입관으로 접근하는 유동의 단면적을 변화하여 빠른 접근 유속을 흡입관 근처에서 느리 유속으로 감소시키는 효과를 적용하기 위한 형태이며, 그림 2.8(c)는 흡수정 설치 조건 문제로 인한 곳에 적용 가능한 형태로서, 굴곡부에서 편류가 발생하여 흡입관으로 유동이 유입될 수 있다.





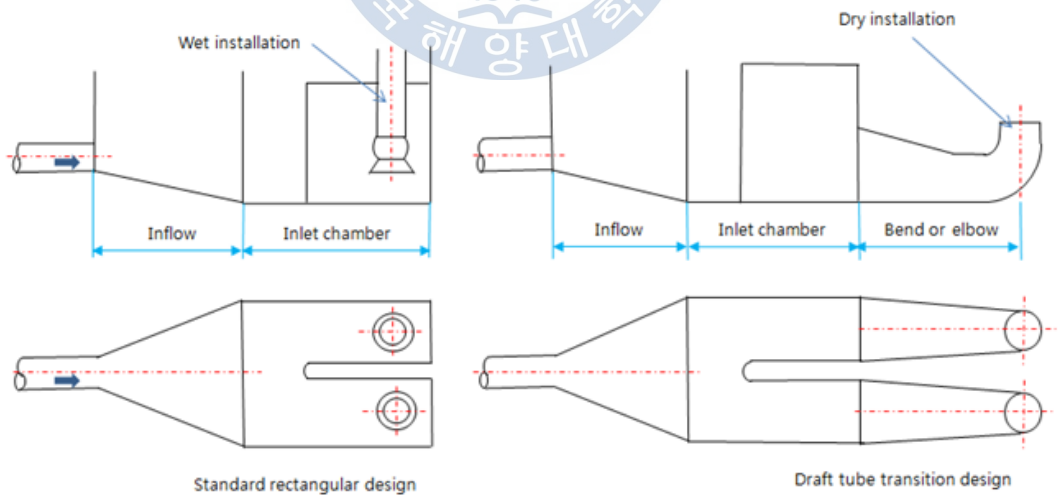
(a) Vertical intake



(b) Horizontal intake

(c) Floor intake

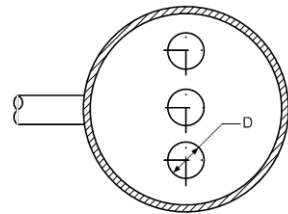
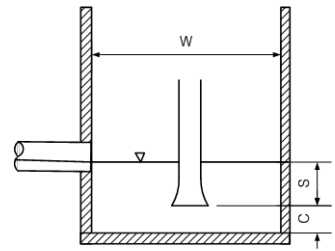
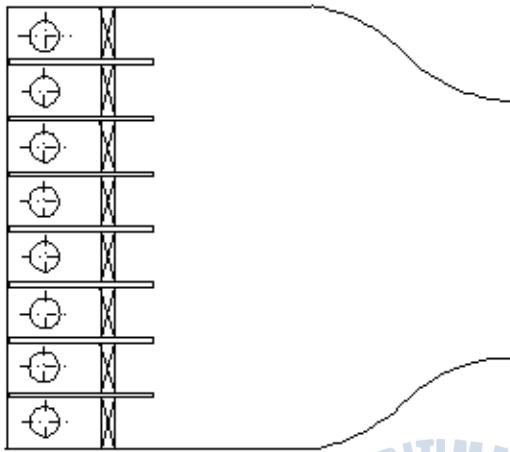
Fig. 2.5 Classification based on the location of a intake



(a) Wet type

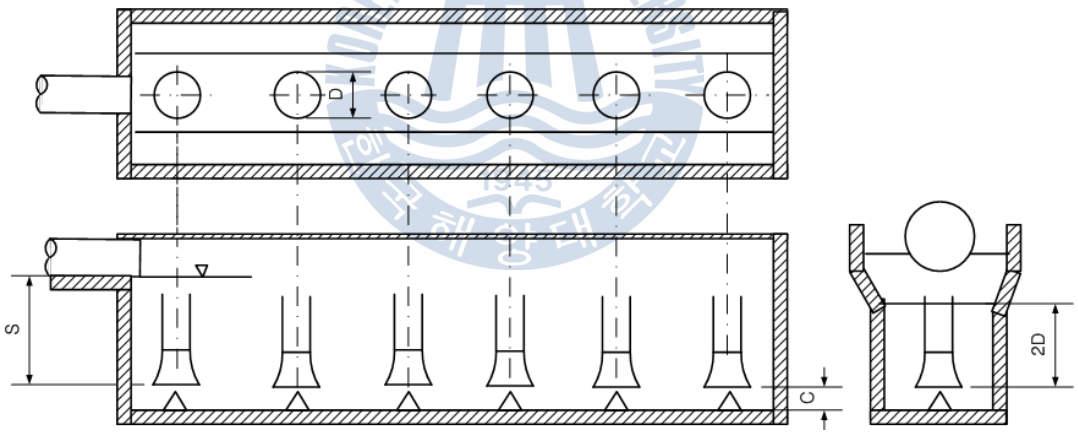
(b) Dry type

Fig. 2.6 Classification based on the condition of intakes



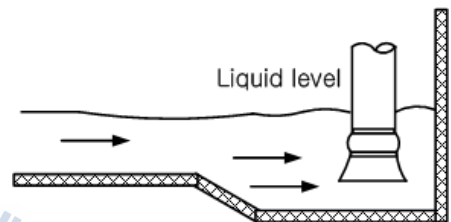
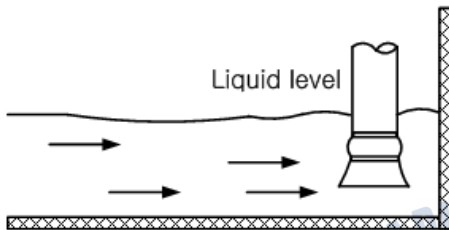
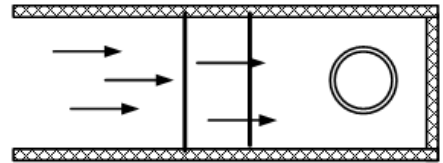
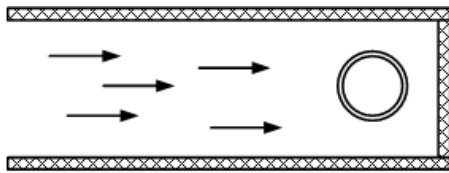
(a) Rectangular type

(b) Circular type



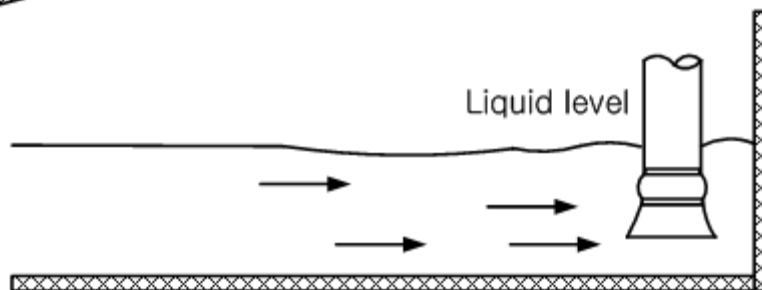
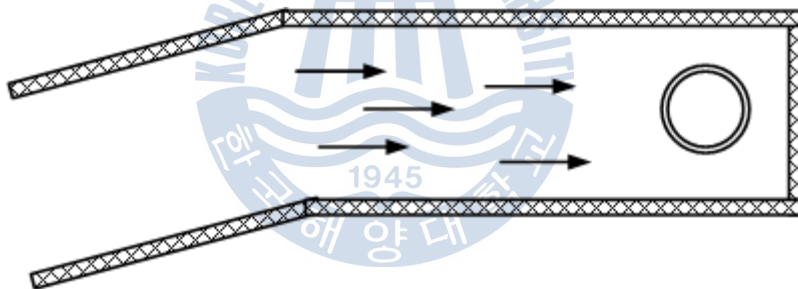
(c) Trench Type

Fig. 2.7 Classification based on the geometry of a sump



(a) Straight type

(b) Mound Type



(C) Bend channel Type

Fig. 2.8 Classification based on the flow path in a sump



## 2.5 흡입관 접근 유동패턴의 일반적 유동특성

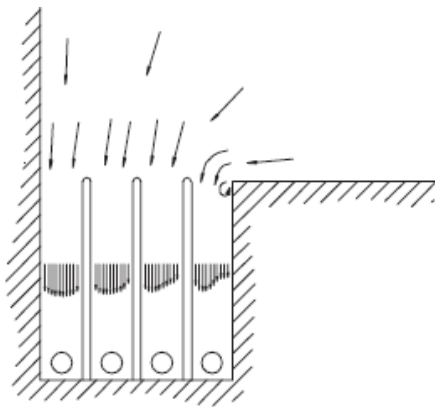
흡수정내의 흡입관으로 접근하는 유동 패턴은 흡수정 설계에 가장 우선되어야 할 고려 사항이다. 불행하게도, 흡수정의 국부적인 유동 패턴을 특성화하기에는 어렵고 많은 비용과 시간이 소요된다. 일반적으로 펌프의 흡입구 주위의 유동패턴은 흡수정 입구와 흡입부 상류의 유동 패턴에 의하여 영향을 받는다. 펌프의 흡입부 입구로 유입되는 유동 분포와 방향 그리고 유동 특성을 결정하기 위하여 다음과 같은 사항이 고려되어야 한다.

- 흡입관으로 유입되는 유체의 종류
- 흡수정의 구조물에 유입되는 유체의 유동에 미치는 영향
- 흡입관으로 접근하는 방향에 대하여 유입 유체가 평행한 유동 패턴 발생 여부
- 펌프의 수와 각각의 펌프 작동 조합에 따른 흡입관으로 접근하는 유동 패턴

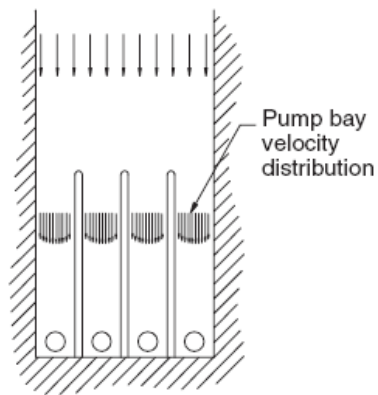
불균일한 속도 프로파일은 펌프장의 입구에서 흡수정의 입구까지 편류의 불규칙한 유동으로 인하여 흡수정으로 유입될 수 있다. 몇몇의 전형적인 접근 유동 조건에 따른 흡수정내의 속도 프로파일을 그림 2.9에 나타내었다. 그림 2.9(a)는 흡수정 유로 형상과 유동 유입 유로가 수직한 경우로서 모서리 부분에서 편류와 보텍스가 발생하여 불균일한 속도 프로파일로 흡입관으로 유입된다. 이러한 경우 각각의 흡입관으로 유입되는 유동 패턴은 균일하지 않게 된다. 그림 2.9(b)는 직선형 벽면의 흡수정 유로 형상과 유동 유입 유로가 수평한 경우로 흡수정으로 유입되는 균일한 접근 속도 프로파일로 흡입관으로 유입된다. 이 경우가 가장 이상적인 유동 패턴으로 알려져 있다. 그림 2.9(c), (d)는 흡수정에 날개모양의 벽 설치에 따른 흡수정 유로 형상과 유동 유입 유로가 수직·수평하게 흡입관으로 유입되는 경우이다. 비록 흡수정의 유로 형상과 유동 유입

유로가 수평하게 흡입관으로 유입되더라도 흡수정의 끝단 형상의 영향으로 끝단에서 편류가 발생하여 흡입관으로 유동이 유입된다. 그림 2.9(e),(f)는 흡수정의 벽면 영역까지 포함된 펌프장으로서 흡수정으로 유입되는 유동방향에 따라 끝단의 흡수정에서 상대적으로 편류가 심하게 나타난다. 그림 2.10은 펌프의 작동 조합에 따른 흡입관으로 유입되는 전형적인 유동 패턴을 나타낸 것이다. 펌프의 작동 조합에 따라 일부 흡수정의 격벽 시작부분에서 보텍스가 발생하며, 흡수정의 접근 유동패턴에 의하여 흡입관으로 유입되는 접근 속도 프로파일이 일부 흡수정에서 불균일하게 나타난다.

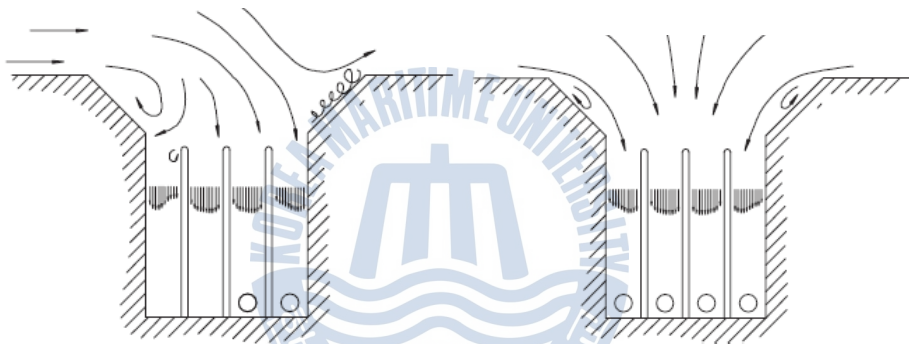




(a) One wall parallel, one wall perpendicular to direction of final approach

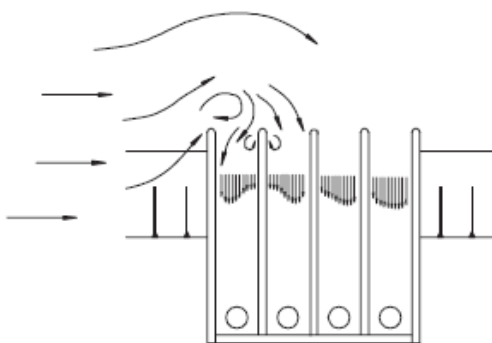


(b) Straight approach, structure located at the terminus of a long canal

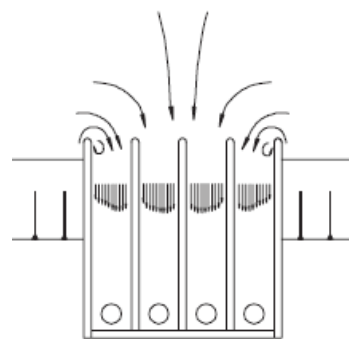


(c) Wing walls, with cross-currents

(d) Wing walls, with no cross-currents



(e) No wing walls, with cross-currents



(f) No wing wall, with no cross-currents

Fig. 2.9 Approach flow conditions at intake structures and resulting effect on velocity, all pumps operating(ANSI/HI 9.8)

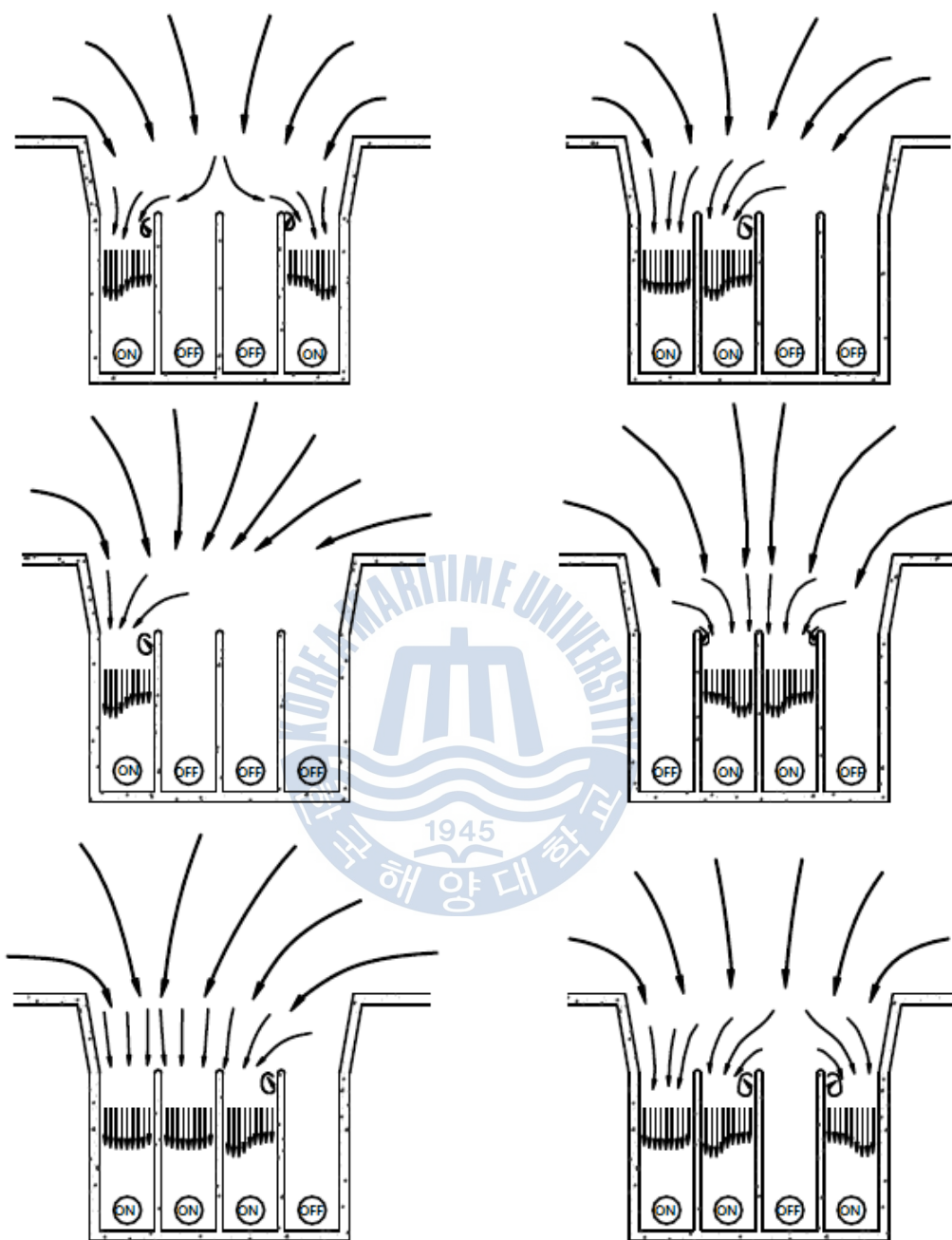


Fig. 2.10 Approach flow patterns for various combinations of operating pumps(ANSI/HI 9.8)

## 2.6 와류방지장치(AVD)

흡수정내에 있어서 보텍스의 발생은 흡입관에 접근하는 흐름이 운반되어오는 와도 및 선회흐름 성분에 기여하고 있다. 흡입관의 근방에 있어서 이들의 와도라든가 선회흐름 성분의 회전축이 주로 흡입관과 평행으로 수면 가까이까지 도달할 경우에는 공기흡입 보텍스의 발생에 연결되고 한편, 회전축이 흡입관과 평행하지 않는 경우라든가, 흡입관과 평행하여도 벨마우스 근방에만 존재하는 경우에는 수중 보텍스의 발생에 이른다. 흡입관 근방에 존재하는 보텍스는 흡수정에 있는 기기장치 표면으로부터의 박리흐름이라든가 균일하지 않는 흐름에 의한 속도 전단층에 의한 것과, 수면가까이의 흐름이 흡입관 표면에 형성하는 경계층의 박리에 의한 것이 있고, 특히, 후자는 강한 공기흡입 보텍스의 원인으로 되는 것이 많다. 선회흐름 성분은 흡입 수조보다 상류측에서 운반되는 것과 흡입수조 자체의 현상에 의해 생기는 것이 있다. 지금까지 사용되어온 표준적인 와류방지장치는 주로 다음과 같이 대별된다.

### (1) 자유표면으로부터 발생하는 보텍스의 방지

그림 2.11(a),(b)는 흡수정의 자유표면 부근의 흐름을 차단함에 따라 흡입관 전, 후방의 보텍스에 의한 공기흡입 보텍스의 발생을 방지할 수 있다. 그림 2.11(c),(d)는 침몰 물 깊이가 공기 흡입 보텍스를 방지할 정도로 충분하지 않을 경우, 흡수정의 자유표면을 덮고, 수면으로부터의 공기흡입을 방지할 수 있다. 그림 2.11(e)는 흡수정내의 선회 성분으로 인한 자유표면으로부터 발생하는 보텍스를 방지할 수 있다. 자유표면으로부터 발생할 수 있는 보텍스의 저감 장치는 이외에도 여러 형태의 저감장치를 흡입관 상부에 설치하여 저감할 수 있으며, 세부적인 형태 및 치수는 흡수정 설계자에 의해 좌우된다.

## (2) 수중 보텍스의 방지

흡수정내 흐름의 선회성분은 보텍스의 발생이라든가 펌프성능에 주는 영향이 크다. 그림 2.12(a),(b),(c),(d)와 같이 흡입구의 근방에 선회 방지벽을 설치하여 선회성분을 감소시켜 와의 발생을 억제 할 수 있다. 흡입관 주변의 흐름 고임에서는 강력한 보텍스가 발생하기 쉬우며, 이러한 보텍스는 공기를 동반한 보텍스를 발생 시킨다. 그림 2.12(e),(f)와 같이 수중 보텍스의 중심부에 기둥을 붙여 보텍스의 발생을 막을 수 있다. 그 형태는 현재까지 콘형, 십자가형, 일자형 등 여러 형태가 있으며, 흡입관 아래에서 발생하는 유동 특성에 의해 선택적으로 설치된다.



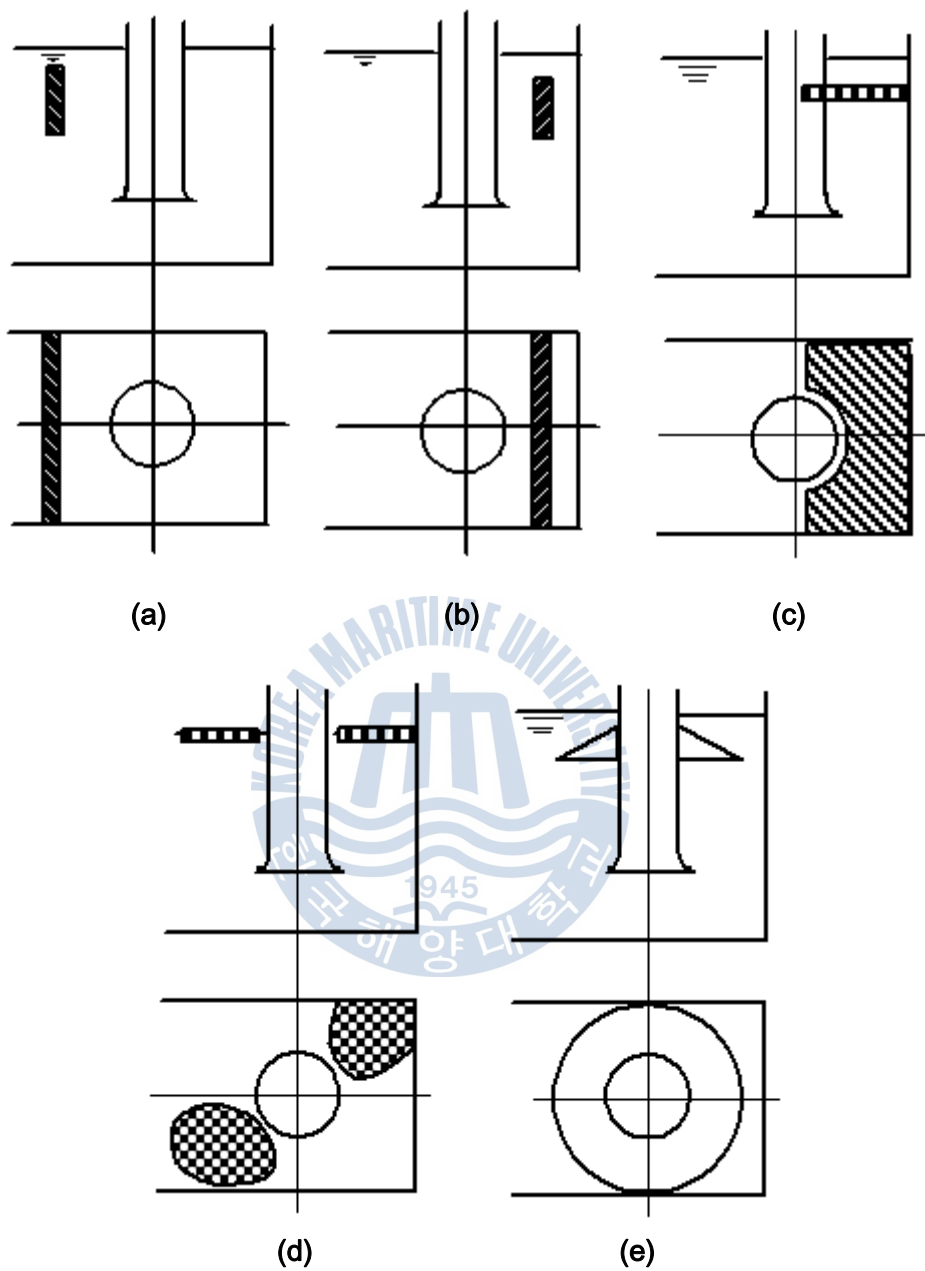


Fig. 2.11 Anti-vortex device for free surface vortices

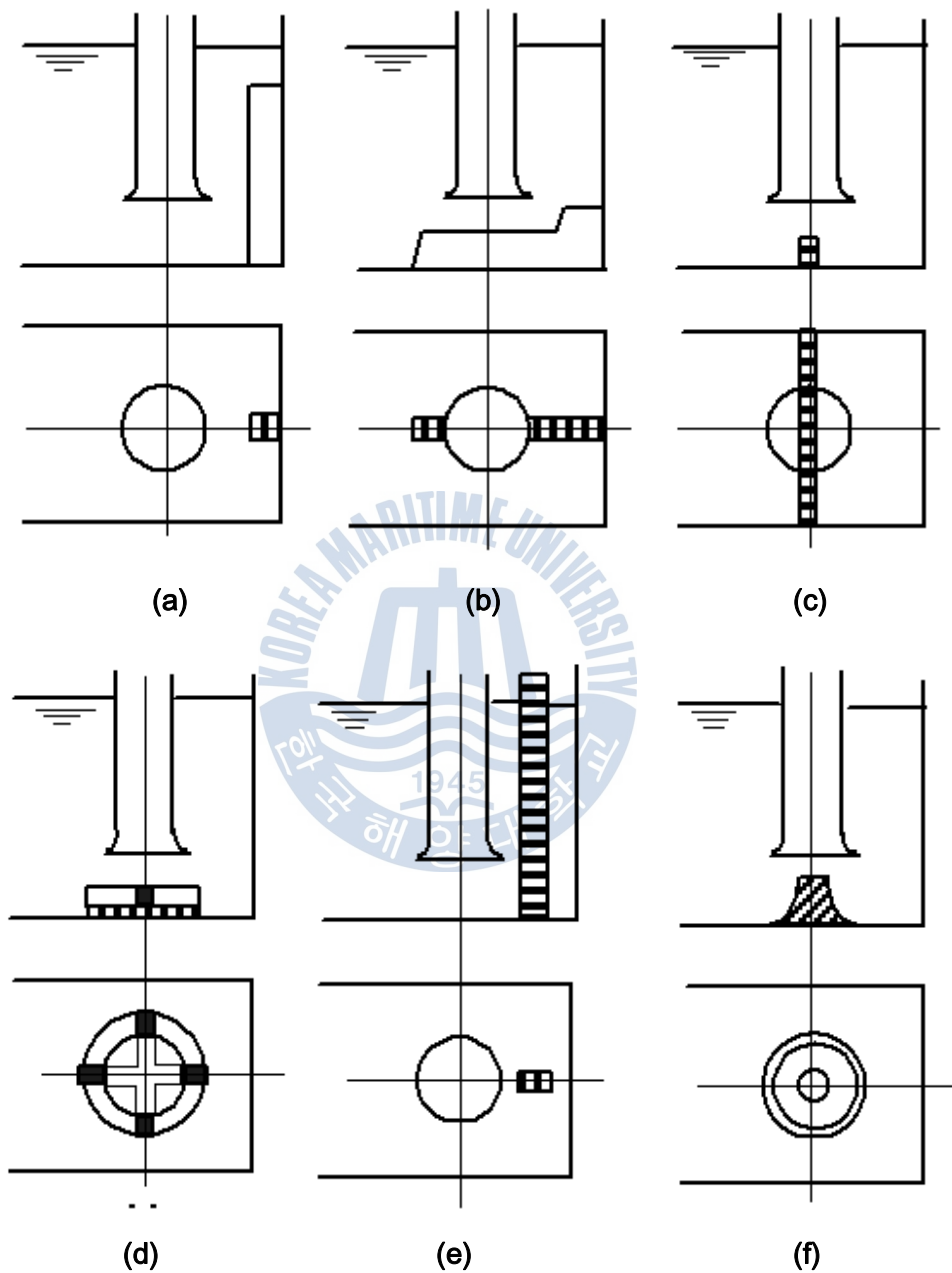


Fig. 2.12 Anti-vortex device for submerged vortices



### 제 3 장 수치해석

본 연구에서는 범용 상용 코드인 ANSYS CFX 13을 사용하였다. 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 "multi-physics" 문제 등에 적용될 수 있다. ANSYS CFX는 압력기반 유한체적법(finite volume method)을 fully implicit로 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE등과 같은 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있다. 또한 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있기 때문에 필수적인 기법이다.

수치해석에서의 난류모델의 적용부분에서는 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위하여 가장 발달된 난류모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 해석의 문제가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족 범위가 다르기 때문이다. 일반적으로 유체기계 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 전체 손실에 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류 모델에 의한 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로 적절히 사용하는 것이 좋다. 본 연구에서는 상업적으로 널리 사용되고 있는  $k-\varepsilon$  난류 모델을 적용하였다.

### 3.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 운동방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이며, 식 3.1, 식 3.2, 식 3.3과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_u \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (3.3)$$

여기서,  $\rho$ =밀도,  $u_i$ =속도,  $P$ =압력,  $\mu$ =점성계수,  $H$ =전엔탈피,  $h$ =정적엔탈피,  $T$ =온도,  $\tau_{ij}$ =응력텐서를 나타낸다.

상태방정식  $\rho = \rho(P, T)$ , 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고  $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 쓴다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

### 3.1 이산화방법

그림 3.1에 나타낸 순서도는 일반적인 해석순서를 나타낸다. 순서도에 나타난 각 방정식의 해는 수치적으로 두 가지의 지배적인 다음의 과정을 통해 구해진다.

1. 비선형 방정식의 선형화와 행렬 구성
2. Algebraic Multigrid method를 이용한 선형방정식의 풀이

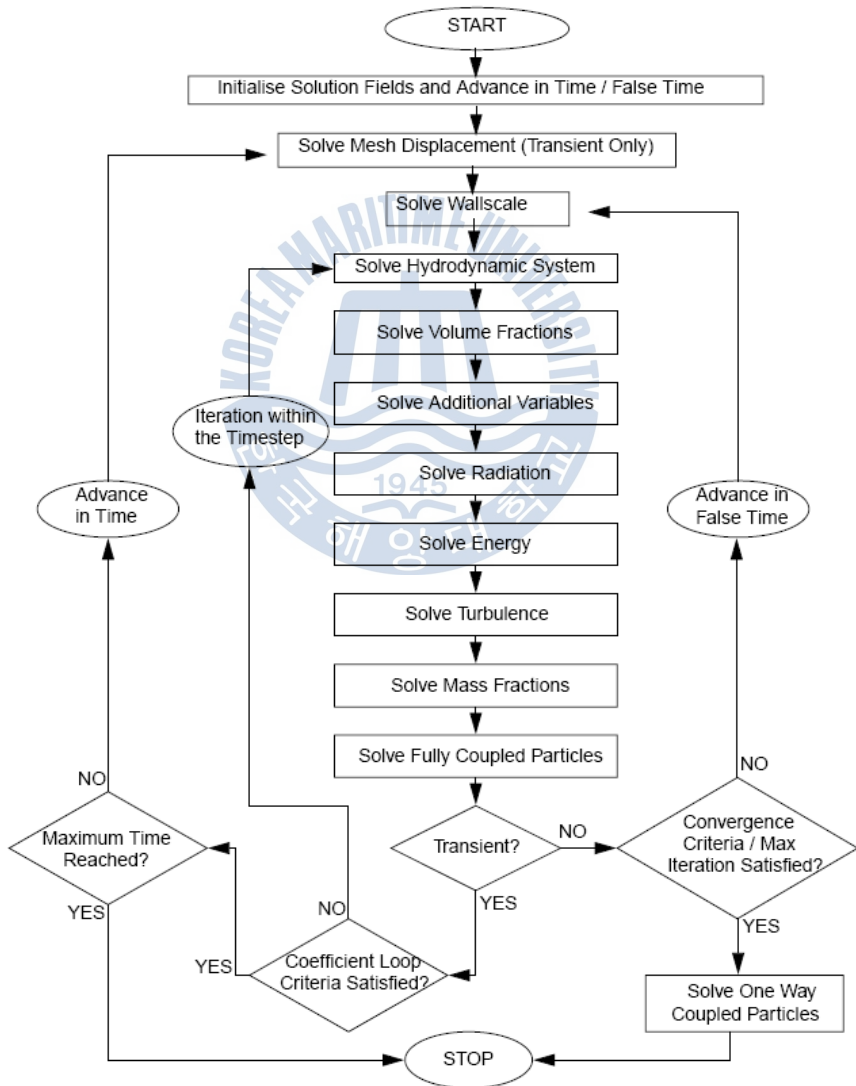


Fig. 3.1 General process of computational fluid dynamic

CFX는 이산화된 선형 방정식 시스템을 풀기 위해 multigrid accelerated Incomplete Lower Upper (ILU) factorization technique을 사용한다. 이 방법은 반복계산 방법으로써 일련의 반복계산을 통해 exact solution에 도달하는 방법이다. 이산화된 방정식의 선형화된 시스템은 일반적으로 식 3.4와 같이 행렬의 형태로 표현할 수 있다.

$$[A][\phi] = [b] \quad (3.4)$$

여기서  $[A]$ 는 계수 행렬,  $[\ ]$ 는 해 벡터,  $[b]$ 는 우변항을 나타낸다.

위 방정식은 근사해  $f(n)$ 에서 시작하여, (')을 이용한 수정과정을 통해 더 나은 해인  $f(n+1)$ 를 구하는 일련의 반복과정을 통해 풀 수 있다.

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (3.5)$$

여기서 (')은 다음 식으로부터 구해진다.

$$\dot{A}\phi' = r^n \quad (3.6)$$

여기서  $r^n$ 은 잔차값 (residual)이며, 식 3.7과 같이 정의된다.

$$r^n = b - A\phi^n \quad (3.7)$$

이와 같은 과정을 반복적으로 적용하면 원하는 정확도의 해를 구할 수 있다. 근본적으로, ILU와 같은 반복 해법은 격자수의 증가와 종횡비의 증가에 따라 성능이 감소하는 경향이 있다. 그러나, 'multigrid' 기법을 적용함으로써 이 기법의 성능을 상당히 향상시킬 수 있다. 많은 matrix inversion 기법의 수렴

성은 ‘multigrid’ 기법을 사용함으로써 향상시킬 수 있다. Multigrid 기법은 조밀격자 (fine mesh)에서 초기계산을 수행하고 점진적으로 가상의 성긴격자 (coarse mesh)에서 반복계산을 수행한 후, 최종결과를 원래의 조밀격자로 전달하는 방법이다. 수치해석적 관점에서 볼 때, multigrid 기법은 상당한 장점이 있다. 주어진 격자 크기에 대해서, 반복계산법은 단지 격자 간격 order의 과장 길이를 갖는 오차를 감소시켜주는 데 있어서만 효율적이다. 따라서, 보다 짧은 과장 오차는 아주 빠르게 감소하는 반면에, 해석영역크기의 차수를 갖는 오차를 사라지게 하기 위해서는 상당히 긴 시간이 필요하다. Multigrid 기법은 이 문제를 격자 간격보다 더 긴 과장 오차가 보다 짧은 과장길이처럼 나타나도록 일련의 성긴격자들을 사용함으로써 우회적으로 해결한다. 서로 다른 격자 간격을 사용하여 격자를 생성할 필요를 없애기 위해, CFX-5는 algebraic multigrid 기법을 사용한다. Algebraic multigrid는 조밀격자 방정식의 합을 이용해 성긴격자에서의 이산화방정식을 구성한다. 따라서, 반복계산과정 동안 격자간격의 virtual coarsening과 정확한 해를 얻기 위한 mesh re-refining이 일어난다. 이 기법은 수렴성을 현저하게 향상시켜 주며, 비선형 방정식의 이산화가 단지 가장 조밀한 격자에 대해 한번만 수행되기 때문에 다른 multigrid 기법보다 경제적이라는 장점이 있다. ANSYS CFX는 additive correction이라고 불리는 algebraic multigrid의 독특한 방법을 사용한다. 이 방법은 이산화 방정식이 제어 체적에 걸친 보존량의 균형을 나타낸다는 장점을 가지고 있으므로, CFX-Solver와 이상적으로 결합된다. 성긴격자 방정식은 아래에 보여진 것처럼 더 큰 제어체적에서 원래의 제어체적을 합침으로써 만들 수 있다. 그림 3.2는 일정한 크기의 성긴격자가 합쳐지는 것을 나타내고 있지만 일반적으로, 그 모양은 매우 불규칙하다. 따라서, 성긴격자 방정식들은 큰 체적에 대해 conservation requirement들을 부과합니다. 그럼으로써 긴과장의 오차 성분을 줄일 수 있다.

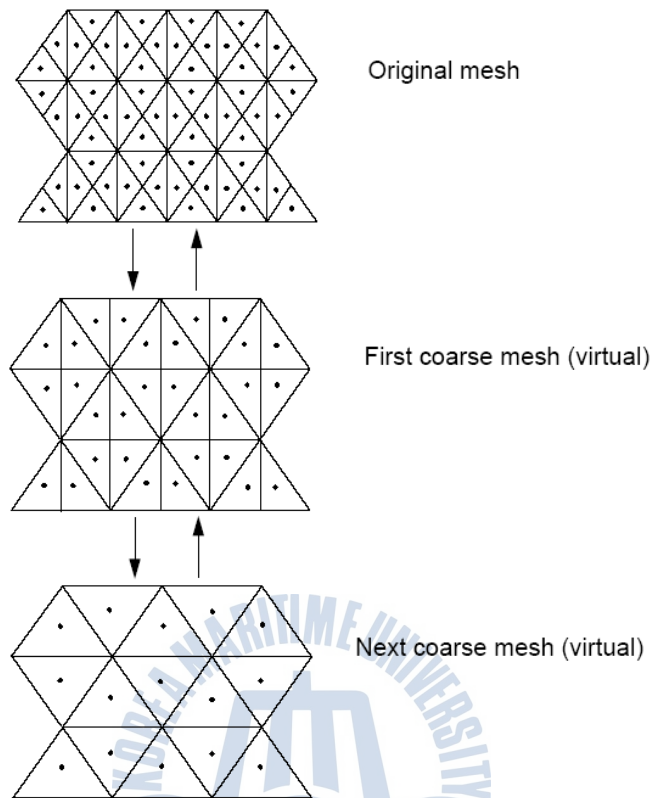


Fig. 3.2 Multigrid method process

CFX는 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립 변수들은  $(P, u, H)$ 이다. 일반적으로 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig. 3.3에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell이다. 실선으로 나타난 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타난 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element들로 구성되며, hexa, tetra, wedge, pyrimd등 모든 element 형태에 대하여 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig. 3.3과 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

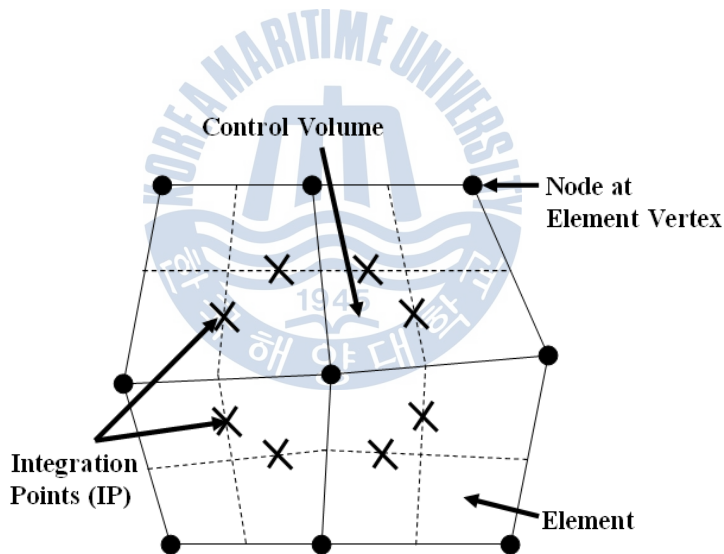


Fig. 3.3 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

식 3.1, 식 3.2, 식 3.3의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 식 3.8, 식 3.9, 식 3.10과 같다.

$$\rho V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (3.8)$$

$$\rho V \left( \frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j)_{ip} + \overline{S}_u V \quad (3.9)$$

$$\rho V \left( \frac{(H - P/\rho) - (H^0 - P^0/\rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j)_{ip} + \overline{S}_\phi V \quad (3.10)$$

여기서,  $(\Delta n_j)_{ip}$ 는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고, 제한체적의 적분점 표면을 통과하는  $m_{ip}$ 는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상 항에는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다. 확산항은 element shape function의 미분 형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High-resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jespersen에 의해 기술된 방법과 유사하다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \underline{\beta(\Delta \phi)_{ip}} \Delta \overline{r_{ip}} \quad (3.11)$$

식 3.12와 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.



$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \quad (3.12)$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 식 3. 13과 같이 계산된다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \frac{\beta(\Delta\rho)_{ip}}{\Delta r_{ip}} \overline{\Delta r_{ip}} \quad (3.13)$$

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류항과 마찬가지로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다. Implicit 방법에서 중요한 것은  $\rho u$ 의 선형화이다. 먼저  $\rho u$ 는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정된다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (3.14)$$

여기서 위첨자  $n$ 은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0은 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

마지막으로, 식 3.15와 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된  $\rho^n$ 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분 항  $\frac{\partial \rho}{\partial P}$  를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^n - P^0) \quad (3.15)$$

### 3.3 난류모델링

난류 모델은 평균성분과 변동성분을 도입하여 수정된 수송 방정식(transport equation)의 해를 구하기 위한 수단이다. 예를 들어, 속도  $U$ 는 평균성분  $\overline{U}$ 와 시간에 따른 변동성분  $u$ 로 나눌 수 있다.

$$U = \overline{U} + u \quad (3.16)$$

여기서 ,

$$\overline{U} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U dt \quad (3.17)$$

$\Delta t$ 는 난류의 변동 scale보다 상대적으로 큰 시간 scale이지만, 방정식을 푸는 전체 시간보다는 작은 시간 scale이다. 원래의 수송방정식에 시간 평균된 물리량을 대입하면 식 3.18, 식 3.19, 식 3.20과 같은 Reynolds Averaged Navier-Stokes 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (\tau - \overline{\rho u \otimes u}) + S_M \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi - \overline{\rho u \phi}) + S_E \quad (3.20)$$

여기서  $\tau$  는 분자 응력 텐서(molecular stress tensor)이다.

연속방정식은 변화가 없으나, 운동량과 스칼라 수송방정식은 레이놀즈 응력항인  $\overline{\rho u \otimes u}$ , 그리고 레이놀즈 유속,  $\overline{\rho u \phi}$  등, 분자 확산 유속에 난류 유속항을 더한 항을 포함하고 있다. 이들 항은 비 평균화 방정식의 비선형 대류항으로부터 나타난다. 이 항들은 turbulent velocity fluctuation에 의한 대류는 molecular level에서의 thermal fluctuation에 의해 야기되는 혼합보다 더 크다는 사실을 나타낸다. 고 레이놀즈수에서, turbulent velocity fluctuation은 thermal fluctuation의 평균자유경로(mean free path)보다 훨씬 큰 길이 스케일을 갖는다. 따라서, 난류 유속은 분자 유속보다 훨씬 크게 된다. Reynolds Averaged Energy 방정식은 식 3.21과 같다.

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot} + \overline{\rho u h} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.21)$$

여기서 평균된 전체 엔탈피는 식 3.22와 같이 주어진다.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 + k \quad (3.22)$$

전엔탈피(total enthalpy)는 평균운동에너지(mean kinetic energy)와 난류운동에너지(turbulent kinetic energy)를 포함한다. 여기서 난류운동에너지는 식 3.23과 같이 정의된다.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u^2} \quad (3.23)$$

$k$ 는 난류 운동 에너지이며, 속도 변동의 분산으로 정의되고, 차원은 ( $L^2 T^{-2}$ )

즉,  $m^2/s^2$ 이다.  $\varepsilon$ 은 난류 소산율(turbulence eddy dissipation)이고 단위시간당  $k$ 의 차원을 갖는다. 즉,  $(L^2T^{-3})$ ,  $m^2/s^3$ 이다.  $k-\varepsilon$  모델은 기본 방정식에 2개의 변수가 추가된다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.24)$$

운동량 방정식 :

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (3.25)$$

여기서  $B$ 는 body force의 합이고,  $\mu_{eff}$ 는 난류를 고려한 유효 점성이다. 그리고,  $p'$ 은 식 3.26과 같이 표현되는 수정된 압력항이다.

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (3.26)$$

0-방정식 모델과 같이,  $k-\varepsilon$  모델은 와점성 개념에 기초한다.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.27)$$

여기서  $\mu_t$ 는 난류 점성이다.  $k-\varepsilon$  모델은 난류 점성을 난류 운동에너지와 소

산율을 이용하여 다음과 같이 가정한다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.28)$$

여기서  $C_\mu$  는 상수이다.

$k$ 와  $\varepsilon$ 은 난류 운동에너지와 난류 소산율에 대한 식 3.29, 식 3.30의 식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.30)$$

여기서  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$ 는 모델상수이다.  $P_k$ 는 점성과 부력에 따른 난류생성항이며, 식 3.31과 같이 표현된다.

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \triangle U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_k \quad (3.31)$$

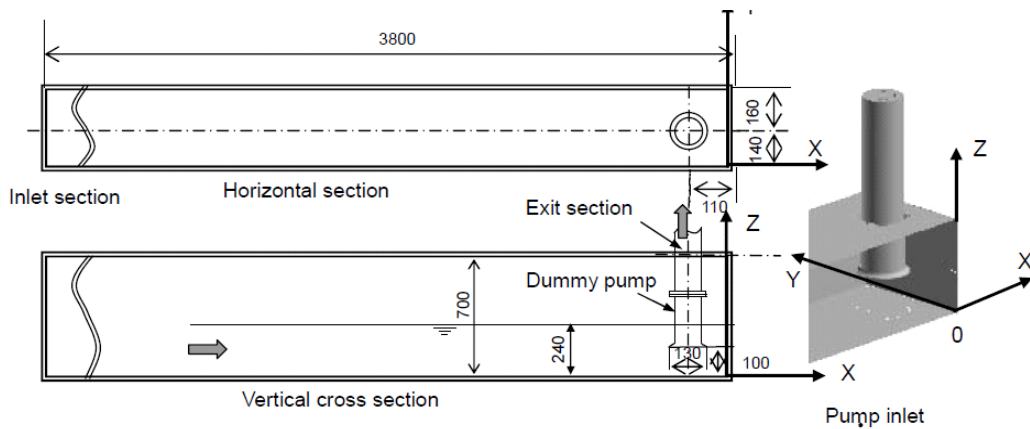
비압축성 유동에 대해,  $\nabla \cdot U$ 는 작고 오른쪽 두 번째항은 생성에 크게 기여하지 않는다. 압축성 유동의 경우  $\nabla \cdot U$ 는 shock이 발생하는 구역에서만 큰 값을 갖는다.  $3\mu_t$ 항은 "frozen stress"가정에 기초한다. 이 값은  $k$ 와  $\varepsilon$ 값이 shock을 지나면서 매우 크게 변하는 현상을 막아준다.

## 제 4 장 "TSJ 규격"의 단일 흡수정 benchmark study

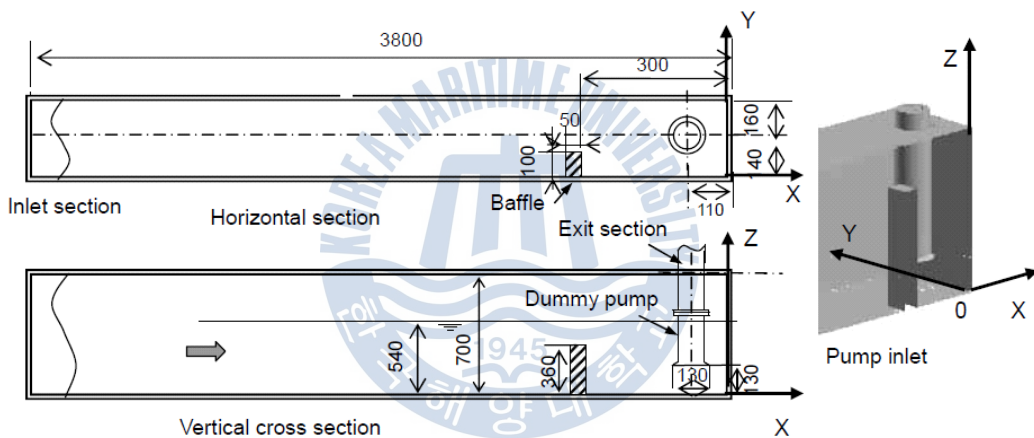
본 장은 “Standard Method for Model Testing the Performance of a Pump Sump” TSJ S 002:2005 규격집의 참고 C에 수록된 해석코드의 벤치마킹 연구 내용에 대하여 본 연구의 CFD 결과에 대한 신뢰성을 확보하기 위하여 비교 검증한 결과이다.

### 4.1 해석대상 및 해석조건

그림 4.1과 그림 4.2는 TSJ 규격의 벤치마킹 연구에 적용된 흡수정 모델 형상 및 치수를 나타내고 있다. 그림 4.1은 공기를 동반한 자유표면 보텍스의 발생을 유도하기 위하여 흡입관은 흡수정 유로방향 중심점으로부터 약간 치우친 위치에 설치되어 있다. 흡입관의 비대칭적인 설치로 인하여 자유표면 보텍스의 발생을 더욱 가속화한 형상이다. 그림 4.2는 수중 보텍스를 발생시키기 위하여 흡입관 위치로부터 유로방향 상류측 300 mm 떨어진 위치에 부가물을 설치하였다. 부가물의 형상으로 인하여 흡입관으로 유입되는 유동은 선회류가 발생하며 이 선회류로 인하여 흡입관 아래에서 수중 보텍스가 발생한다. 전체 흡수정의 크기는 가로 3,800 mm, 높이 700 mm의 크기를 가지며 흡입관의 직경은 130 mm이다. 흡입관은 후벽으로부터 100 mm 떨어져 있으며 바닥벽으로부터 100 mm에 위치하고 있다. 그리고 각각의 해석을 위한 유동조건은 Table 4.1과 같이 공기를 동반한 자유표면 보텍스에 대한 해석조건인 유량과 흡수정내의 유체 높이는 각각  $1.1 \text{ m}^3/\text{min}$ , 240 mm이며, 수중 보텍스에 대한 해석조건인 유량과 흡수정내의 유체높이는  $1.8 \text{ m}^3/\text{min}$ , 540 mm이다. 본 해석을 위한 벤치마킹 형상은 자유표면와에 대한 형상(Case I)만을 대상으로 실시하였으며, 그 결과를 비교하였다. 그리고 작동 유체로는 물과 공기가 존재하는 자유표면 유동현상을 적용하였다.



**Fig. 4.1 Model sump configuration for air-entraining vortex (TSJ)**



**Fig. 4.2 Model sump configuration for submerged vortex (TSJ)**

**Table 4.1 Flow conditions for computation(TSJ)**

Case	Vortex types to be observed	Sump configuration	Flow rate ( $\text{m}^3/\text{min}$ )	Submergence (mm)
I	Steady air entrained vortex	Fig. 4.1	1.1	240
II	Steady submerged vortex	Fig. 4.2	1.8	540

## 4.2 TSJ benchmark test 참여 코드

Table 4.2는 TSJ 벤치마킹 연구에 참여한 CFD 코드 특성을 나타내고 있으며, TSJ에 참여한 코드는 CFX, Fluent, Star-CD, Scryu/Tetra, in-hose 등과 같이 주로 상용코드로 구성되어 있다. 본 연구의 벤치마킹 형상인 자유표면 보텍스에 대한 해석에 참여한 코드를 정리 한 것이다.

**Table 4.2 Characteristics of CFD codes contributing to establishment of benchmark**

Code symbol	B	C	D	E	F	H
Code name	In-house code	CFX5.6	CFX5.6	STAR-CD	STAR-CD	Scryu/Tetra5.0
Numerical method	FEM*	FVM**	FVM**	FVM**	FVM**	FVM**
Difference scheme	Third order TVD-MUSCL	Second order upwind	Second order upwind	MARS	MARS	MUSCL method
Turbulence model	None	$k-\varepsilon$ model	$k-\varepsilon$ model	RNG $k-\varepsilon$ model	$k-\varepsilon$ RNG	SST
Preprocessor	In-house code	CFX-Pre	ICEM CFD	GAMBIT	CADAS	Scryu/Tetra-Post
Analytical grid	Structured	Structured	Unstructured -Tetra mesh	Unstructured -Hexa mesh	Unstructured	Unstructured -Tetra mesh
Number of grids	580k	600k	1,020k	180k	1,920k	990k
Post-processor	in-house code and Commercial code	Fieldview	CFX-Post	Star-CD, Fieldview	in-house code and Fieldview	Scryu/Tetra and Fieldview
Evaluation method for vortices	Streamline  Vortex center line	Streamline  Vorticity  Pressure at vortex core	Velocity Vector   Pressure  vorticity	   Flow and vortex core line	   Pressure at vortex core	   Vortex core line

Notes : FEM\*:Finite element method, FVM\*\*: Finite volume method



## 4.3 TSJ 결과에 대한 benchmark

### 4.3.1 공간격자계 및 경계조건(Case I)

그림 4.3은 본 벤치마킹 연구에 사용된 공간 격자계를 나타내고 있다. 격자구성은 TSJ의 벤치마킹 코드 C와 유사한 62만 노드로 구성하였으며, hexa-hedral 형태의 격자가 사용되었다. 계산되는 자유표면의 정확한 해상을 위하여 물과 공기의 계면 사이에는 조밀한 격자계로 분포시켰다. 흡입관의 형상을 제대로 구현하기 위하여 가장 작은 edge 부분에는 최소 격자가 4개 이상이 존재하도록 구성하였다. 본 해석의 경계조건을 그림 4.4에 표시하였으며, 작동유체로는 25℃의 물과 공기를 사용하였다. 입구조건으로는 압력, 출구조건으로는 유량을 적용하였으며, 초기조건으로 물과 공기의 유체가 존재하는 자유표면의 계면에 대한 높이를 경계조건으로 설정하였으며 물에 대한 정수압을 적용하였다. 상부는 공기가 자유롭게 유입과 유출이 허용되는 opening 경계조건을 사용하였다. 그리고 정상상태 계산을 적용하였다.

### 4.3.2 TSJ 흡수정의 유동특성

그림 4.5 ~ 4.8은 TSJ 규격에서 사용된 형상에 대한 자유표면 보텍스의 유동해석 결과이다. 그림 4.5는 Case I에 대한 결과로서 자유표면의 수위를 나타내고 있으며, 그 수위는 0.239 mm ~ 0.242 mm의 값을 가진다. 수위가 가장 높은 곳은 흡수정의 유로방향과 흡입관이 만나는 곳에서 가장 높은 수위가 발생하였다. 이 영역을 제외하고는 수위는 거의 차이가 나지 않는다. 그림 4.6은 흡수정 자유표면에서의 속도분포이며, 흡입관 후방에서 2개의 보텍스가 발생하는 것을 알 수 있다. 흡수정 흡입관의 비대칭적인 설치로 인하여 흡입관을 지나는 유동의 속도분포는 비대칭적으로 발생한다. 이러한 속도성분은 흡입관 후방에

서 생성되는 보텍스를 비대칭적인 구조로 발생시킨다. 이렇게 발생된 보텍스는 자유표면 아래에서 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입된다. 이러한 선회류를 살펴보기 위하여 그림 4.7과 같이 자유표면에서부터 흡입관으로 유입되는 유동을 스트림라인으로 표시하였다. 자유표면의 흡입관 후방에서 발생한 보텍스는 속도 약 0.1 m/s의 선회류를 생성시키며, 이 선회류는 흡입관으로 유입될수록 0.3 m/s 속도로 가속된다. 그림 4.8은 자유표면(0.24 mm) 아래 0.235 mm의 위치에서의 와도분포를 나타낸 것이다. 흡입관 후방에서 2개의 큰 와도값을 갖는 부분이 나타나며, 그림에 표시한 것과 같이 흡입관 후방 근접한 부분에서 보텍스에 대한 와도가 상대적으로 다른 와도에 비해 높게 나타났다.



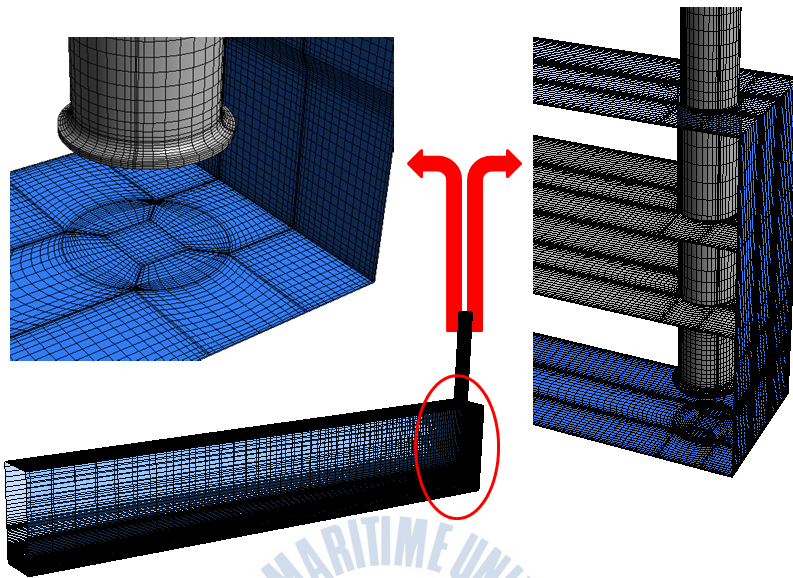


Fig. 4.3 Computational grid for the case I

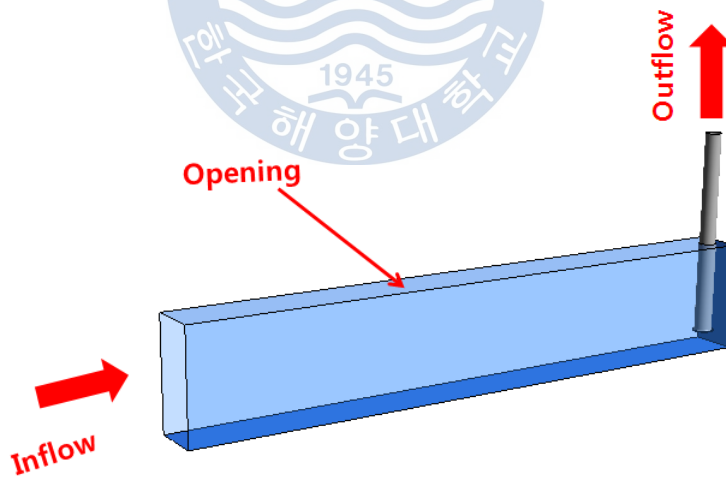


Fig. 4.4 Boundary conditions for the case I

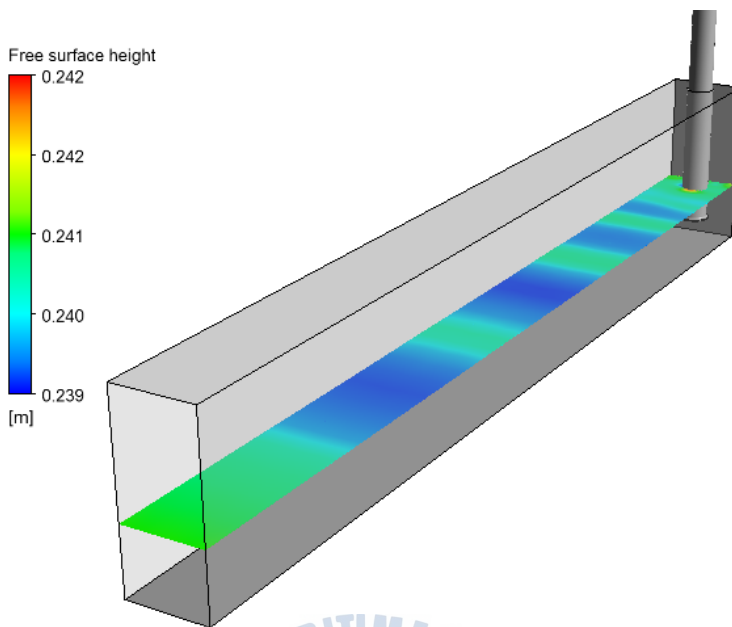


Fig. 4.5 Free surface height

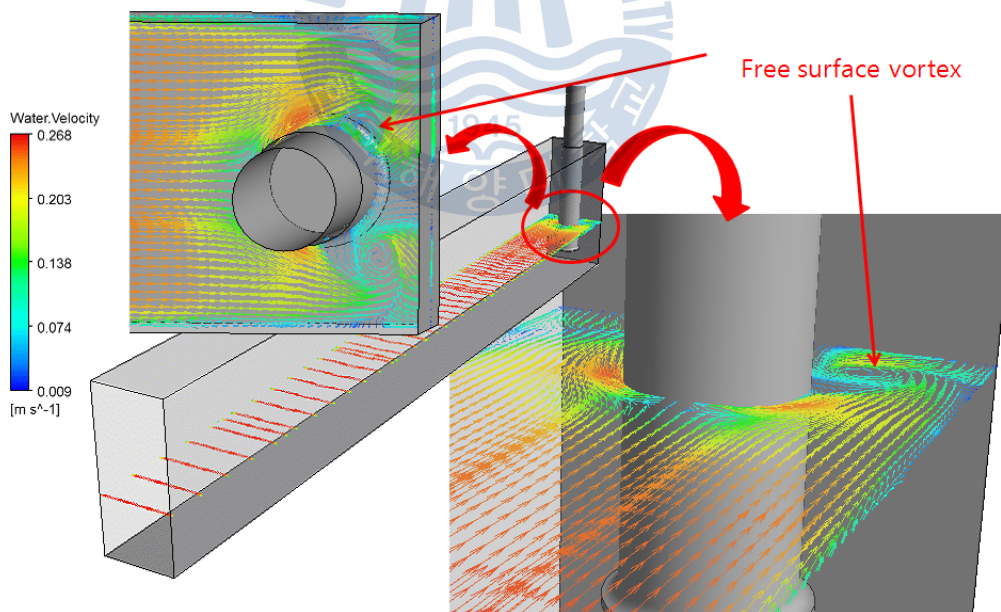


Fig. 4.6 Velocity vector distribution on the free surface

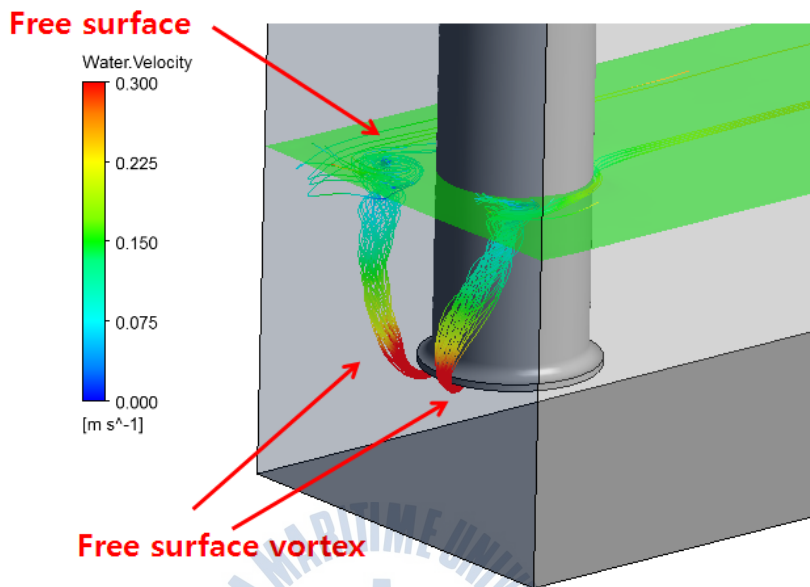


Fig. 4.7 Streamline below the free surface

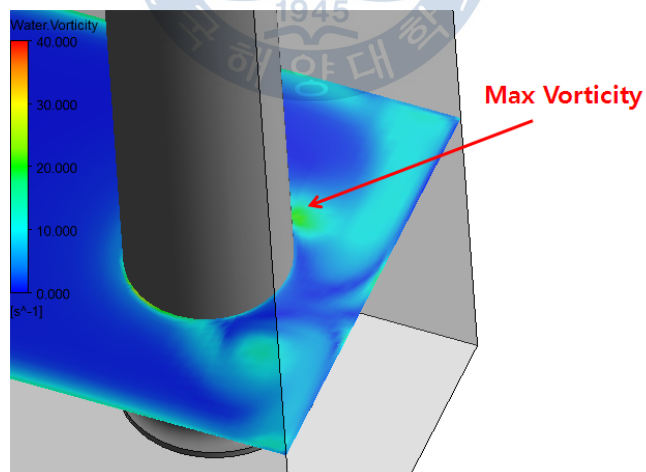
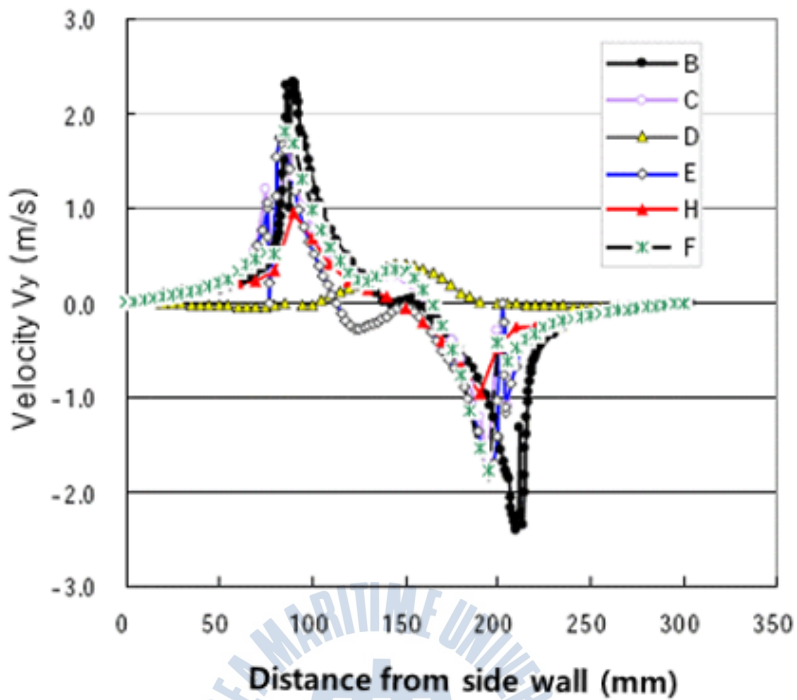


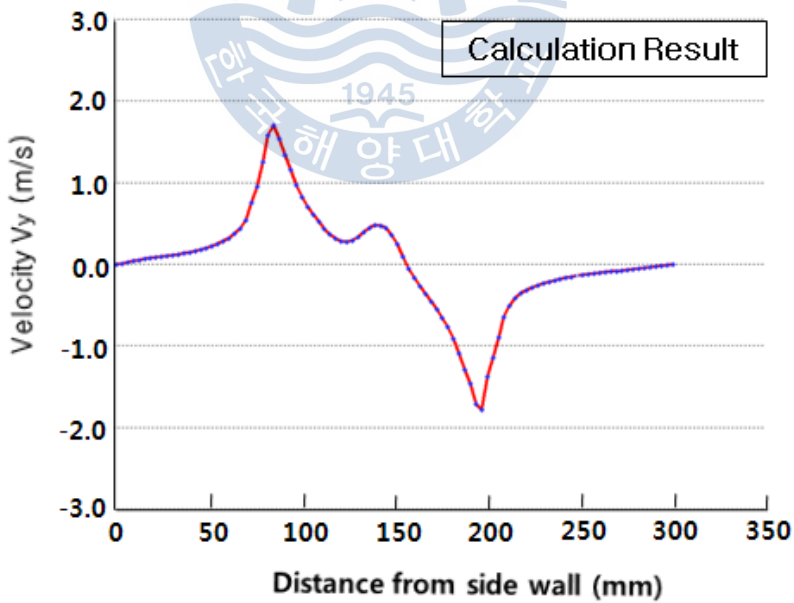
Fig. 4.8 Location of the max vorticity on the free surface

### 4.3.3 TSJ 결과에 대한 비교

그림 4.9 ~ 4.11은 흡수정 벨마우스에서의  $x$ ,  $y$  그리고  $z$ 방향으로 계산된 속도 분포를 TSJ 규격의 결과와 비교한 것이다. 흡입관의  $x$  중심 좌표는 140 mm이며 흡수정의 유로방향 중심에서  $y$  방향(측벽)으로 편심되어 있다. TSJ결과에서 각종 해석 코드에 대한 결과는 거의 동일한 속도 분포의 양상을 보이며, 현저한 차이점은 존재하지 않는다. 그림 4.9의  $x$  축은 흡수정의 측벽사이의 거리이며,  $y$  축은  $y$ 방향의 속도 성분이다. 만일 흡입관의 위치가 측벽 사이에서 편심되어 있지 않고 중심에 위치하였다면,  $y$ 방향 속도 분포는 대칭적으로 형성되어야 한다. 그러나 편심으로 인하여 속도분포가 대칭적으로 형성되지 않는다. TSJ 규격의 결과에서  $V_y$ 의 속도에 대한 최대값, 최소값은 계산된 결과에 따라 다소 차이가 났으며, 본 해석의 결과의 최대, 최소 속도 값은 약 1.8 m/s, -1.8 m/s이다. 그림 4.10은  $x$ 방향으로의 속도분포이며, 140 mm 기준으로 비대칭적인 속도 분포 즉 편심되어 나타난다. 이 결과로부터 흡입관 주위에서 선회류가 발생하여 흡입관으로 유입되는 것을 파악 할 수 있다.  $V_x$ 의 최대 속도는 약 0.3 m/s의 속도를 갖는다. 그림 4.11은  $z$  방향으로 속도 분포로서, 벨마우스 주변 흐름에서 한번 저면 방향으로 향한 다음, 벨마우스로 유입되면서 유속이 크게 가속되어 흡입관으로 유입되는 것을 알 수 있다. 그리고  $V_z$ 의 최대값은 흡입관 양쪽 끝단에서 발생하였다. TSJ의 결과와 본 해석에 수행한 결과는 거의 유사한 유동 특성은 보이고 있다.

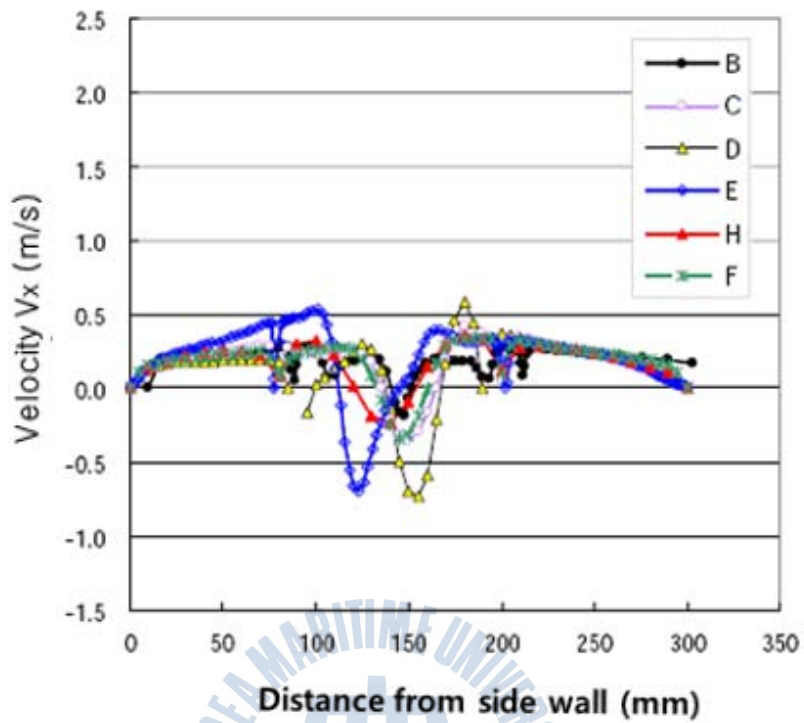


(a) TSJ Result

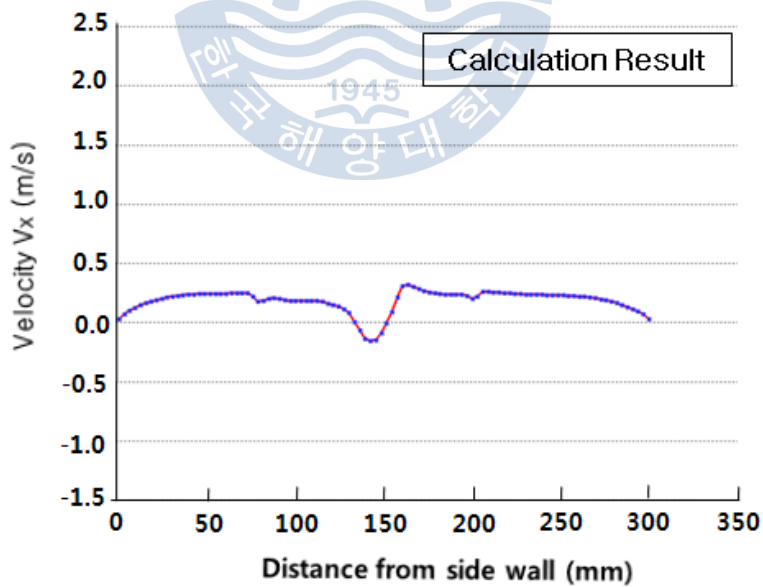


(b) Present Result

Fig. 4.9 Comparison of calculation result by velocity in x direction distributions



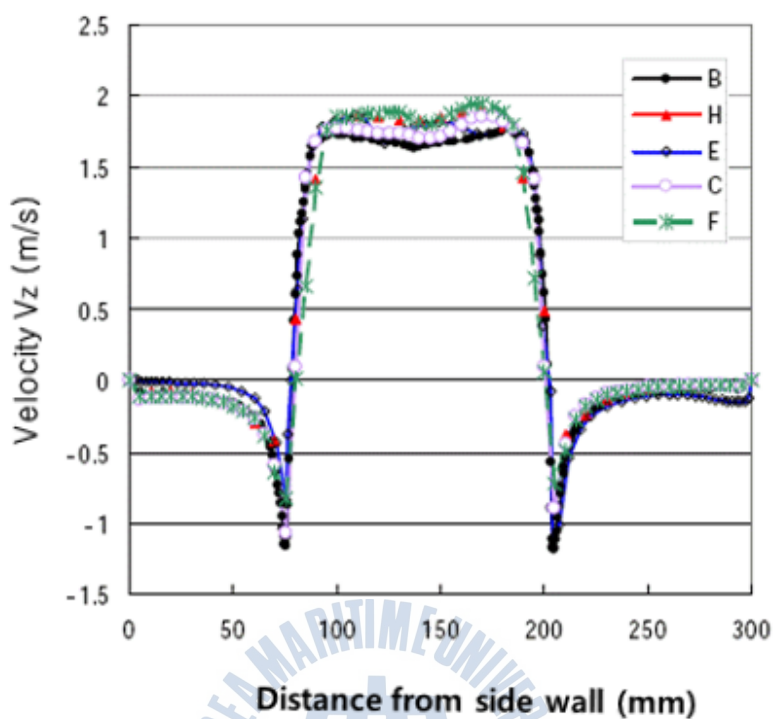
(a) TSJ Result



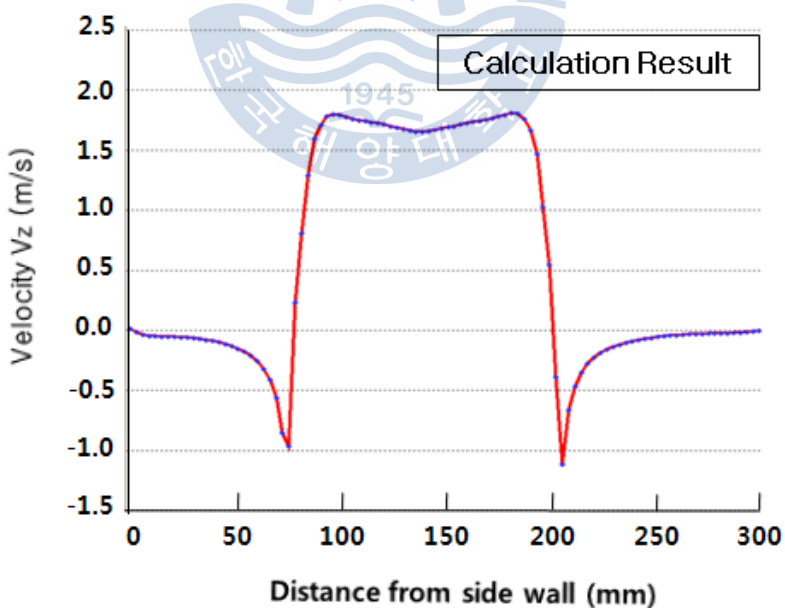
(b) Present Result

Fig. 4.10 Comparison of calculation result by velocity in y direction distributions





(a) TSJ Result



(b) Present Result

Fig. 4.11 Comparison of calculation result by axial velocity distributions

## 제 5 장 다중 흡수정내 보텍스발생 저감효과

수중 및 자유표면에서 발생하는 보텍스의 저감을 위한 방법으로는 설계된 흡수정의 변경 또는 흡수정 흡입관 주위에 AVD를 설치하여 흡수정에서 발생하는 보텍스를 제거 혹은 공기를 동반한 보텍스를 억제 할 수 있다.

### 5.1 수중 보텍스발생 저감효과

수중 보텍스에 저감에 대한 AVD의 영향을 확인하기 위하여 가시화 실험과 수치해석 기법을 적용하였다.

#### 5.1.1 수중 보텍스발생 저감해석을 위한 형상

그림 5.1은 실제 산업 현장에서 사용되는 펌프장으로서, 수중 보텍스 저감에 대한 가시화 실험과 수치해석을 적용하기 위한 AVD를 포함하는 1/10로 스케일된 2D 형상 및 치수를 나타내고 있다. 점선은 수치해석을 적용하기 위한 영역을 나타내고 있으며, 펌프장 모델은 총 7개의 사각형 형태 흡수정을 가지고 있다. 펌프장의 세로와 가로 길이는 각각 3,220 mm, 4,448 mm이다. 흡수정의 너비와 높이는 각각 400 mm, 1,690 mm 이다. 각각의 흡입관이 포함되어 있는 흡수정 길이는 1,834 mm 이며, 각 흡수정의 흡입관은 동일한 유량으로 토출된다. 펌프장의 형상이 대칭적이므로 절반에 해당하는 형상에 대하여 수치해석을 적용·수행하였다. 각 흡수정의 흡입관은 흡입관 중심을 기준으로하여 측벽, 후벽, 바닥벽으로부터 각각 200 mm, 180 mm, 100 mm 떨어진 곳에 설치되어 있다. 흡수정의 공기와 물의 경계면인 600 mm 위치에서는 덮개를 적용하여 자유표면으로부터의 공기흡입을 방지하였다. 그리고 흡입관으로 유입되는 유동의 균일성을 확보하기 위하여, 상류측에는 90 mm X 90 mm 의 바를 설치하였다. 그림

5.2는 본 연구에 적용된 벨마우스와 AVD(anti-submerged vortex device) 이다. 벨마우스 입구의 직경은 150 mm이며, 흡입관의 직경은 150 mm이다. 벨마우스와 흡입관 사이에서는 원활한 유동 흐름을 유도하기 위하여 곡선으로 처리되어 있다. 흡입관 아래에 설치되는 AVD는 십자형 단면을 갖는 형태로서 바닥면에서 너비 24 mm, 윗면에서의 너비 12 mm 치수를 갖는 99° 로 테이퍼된 형상이다. 그리고 이 AVD의 가로, 세로 길이는 300 mm, 320 mm의 크기를 가지며 높이는 40 mm 이다.



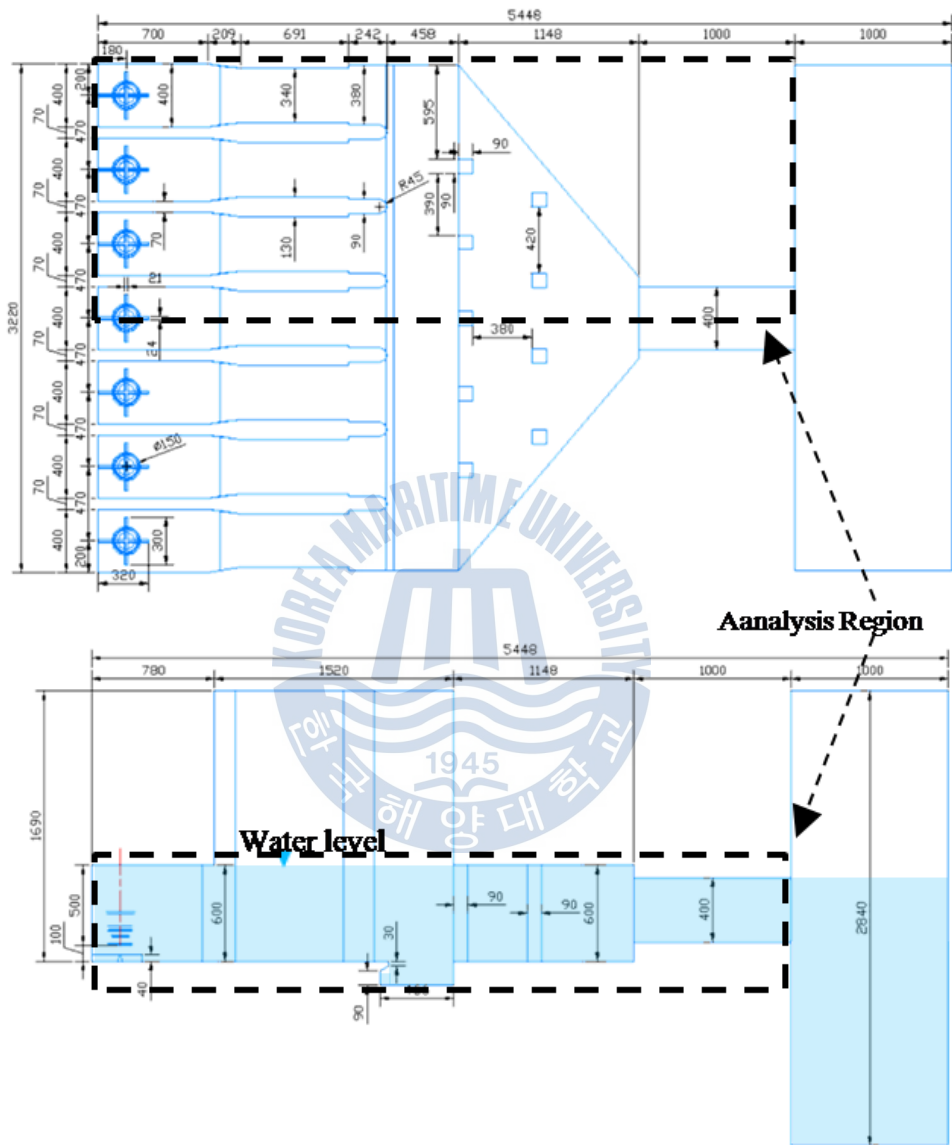


Fig. 5.1 Pump station sketch & CFD analysis region (scale :1/10)



### 5.1.2 수중 보텍스발생 저감해석을 위한 가시화 실험장치

그림 5.3은 가시화 실험에 사용된 모델을 나타내고 있다. 전체 형상은 1:10으로 스케일된 형상으로 벨마우스와 AVD 형상을 제외하고 1 mm의 치수 오차를 갖는다. 7개의 흡입관에 대한 유량을 제어하기 위하여 흡입관 후방에 볼 밸브가 설치되어 있으며, 정확한 유량측정을 위하여 볼 밸브 선단에 전자 유량계가 설치되어 있다. 벨마우스는 NC 작업으로 제작하여 형상 오차 0.1 mm내가 되도록 제작하였다. 유체를 이송하기 위하여 두 개의 원심펌프를 설치하였으며, 펌프의 제원은 유량 900 m<sup>3</sup>/hr 유량, 헤드 8 m, 허용전력 55 kW 이다. 가시화 실험을 위하여 흡수정과 벨마우스는 아크릴로 제작하여 투명성을 확보하였다.

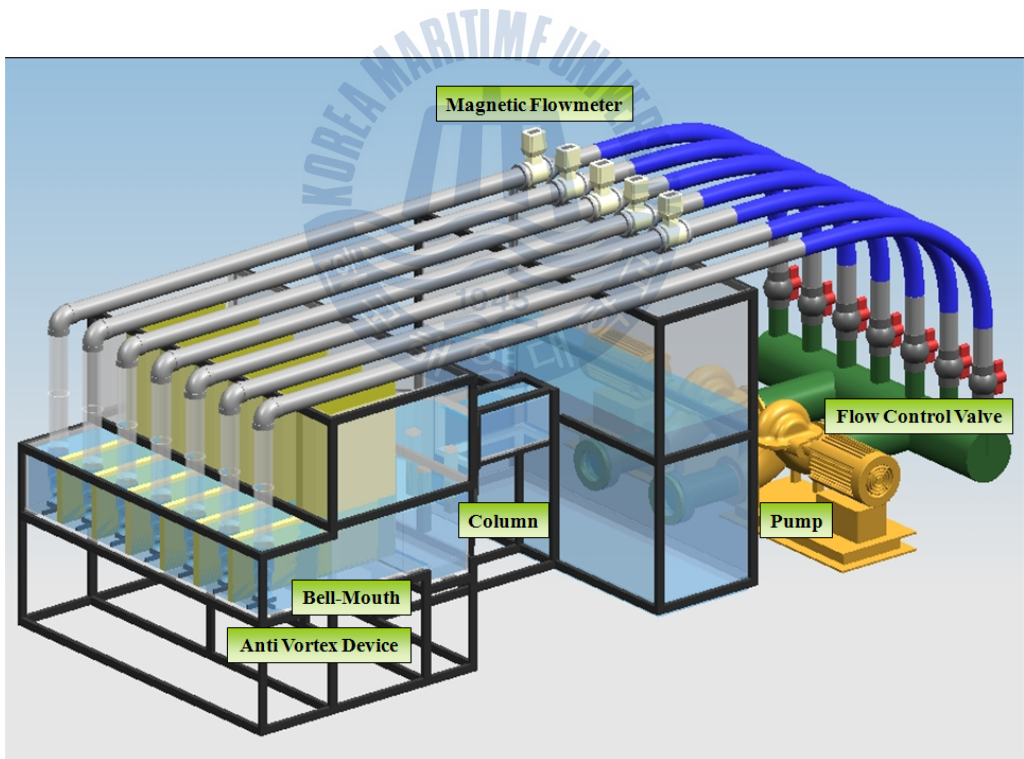


Fig. 5.3 Experimental setup of multi-intake pump sump model (H. Company)

### 5.1.3 가시화 실험의 상사성

가시화 실험을 위하여 ANSI/HI 9.8 규격에 기준하여 원래의 펌프장과 스케일된 펌프장을 상사시켰다. 일반적으로 자유표면이 존재하는 유동장의 상사는 Froude number 무차원수를 사용한다. 원형과 모델에 대한 자유표면을 상사하기 위하여 식 5.1을 적용한다.

$$Fr = \frac{V_m}{\sqrt{gL_m}} = \frac{V_p}{\sqrt{gL_p}} \quad (5.1)$$

최종 원형과 모델에 대한 속도와 유량 상사는 식 5.2와 식 5.3과 같이 구해진다.

$$V_m = V_p \times \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{0.5} = \left(\frac{1}{10}\right)^{0.5} \times V_p \quad (5.2)$$

$$Q_m = Q_p \times \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{2.5} = \left(\frac{1}{10}\right)^{2.5} \times Q_p \quad (5.3)$$

자유표면 보텍스를 상사하기 위하여 최소 스케일 효과를 고려한 Froude number를 2배 적용하였다. 이 값을 적용하면 식 5.4와 식 5.5와 같이 된다.

$$V_m = 2.0 \times V_p \times \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{0.5} = 2.0 \times \left(\frac{1}{10}\right)^{0.5} \times V_p \quad (5.4)$$

$$Q_m = 2.0 \times Q_p \times \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{2.5} = 2.0 \times \left(\frac{1}{10}\right)^{2.5} \times Q_p \quad (5.4)$$

수중 보텍스에 대한 상사를 고려하기 위하여 흡수정의 벨마우스 주위의 속도가 중요한 변수로서 작용한다. 그러므로 수중 보텍스에 대한 가시화를 위하여 원형의 벨마우스 주위의 속도분포와 동일하게 적용하여야 한다. 자유표면에 대한 유동과 수중 보텍스에 대한 유동을 상사하기 위하여 식 5.5와 식 5.6을 적용한다.

$$V_m = V_p \quad (5.5)$$

$$Q_m = Q_p \times \left( \frac{L_m}{L_p} \right)^{2.0} \quad (5.6)$$

여기서 하첨자  $m$  은 모델, 하첨자  $p$ 는 모델과 원형을 각각 나타내고 있다.





#### 5.1.4 가시화 실험 결과

그림 5.4와 그림 5.5에 가시화 실험에 대한 결과를 나타내었다. 본 가시화 실험은 흡입관 원형모델과 상사 시킨 경우이며, 흡입관 7개가 모두 작동하는 경우이다. 각각의 흡입관에 대한 유속은 3 m/s 이며, 작동유체로는 24℃의 청수와 16℃의 공기를 사용하였다. 그림 5.4와 같이 AVD를 적용하지 않은 경우, 흡입관 3에서 강한 선회류가 발생한다. 이것으로 인하여 공기를 동반한 보텍스가 관찰되었다. 그러나 그림 5.5와 같이 AVD가 설치된 경우, 흡입관 3에서는 공기를 동반한 보텍스를 관찰 할 수 없었다.

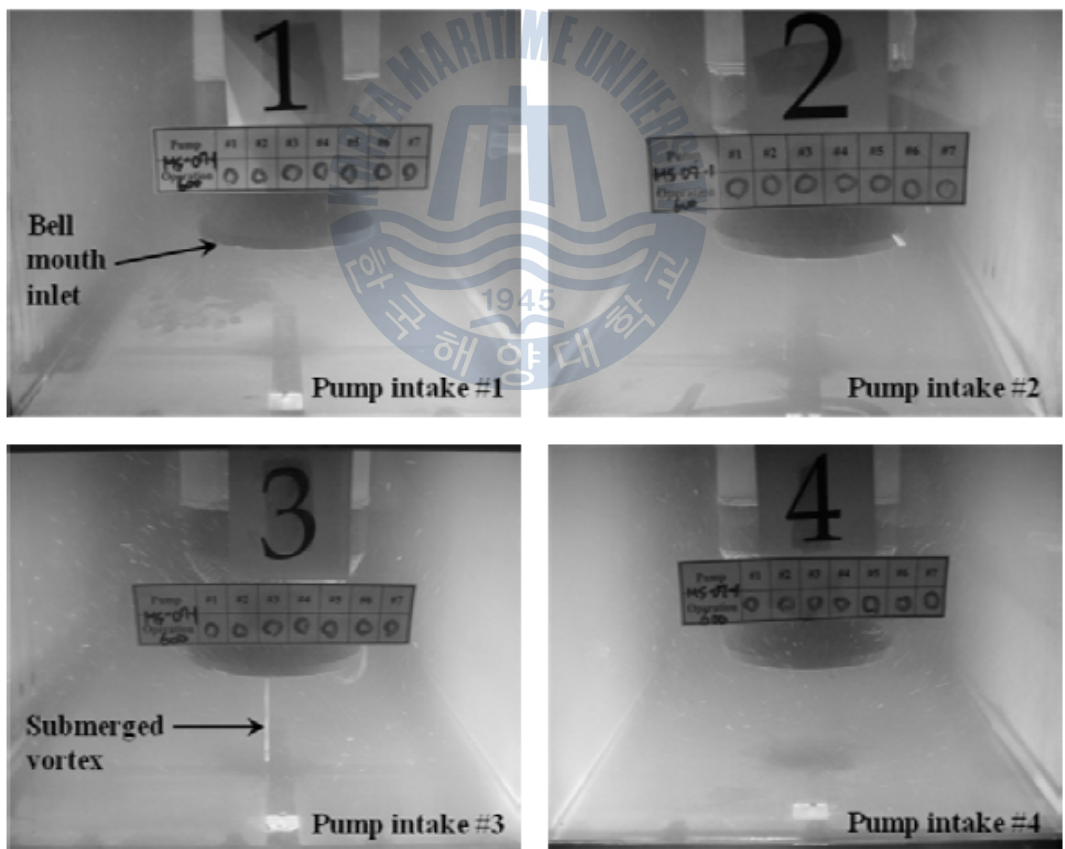


Fig. 5.4 Occurrence of submerged vortex in the multi-pump intakes

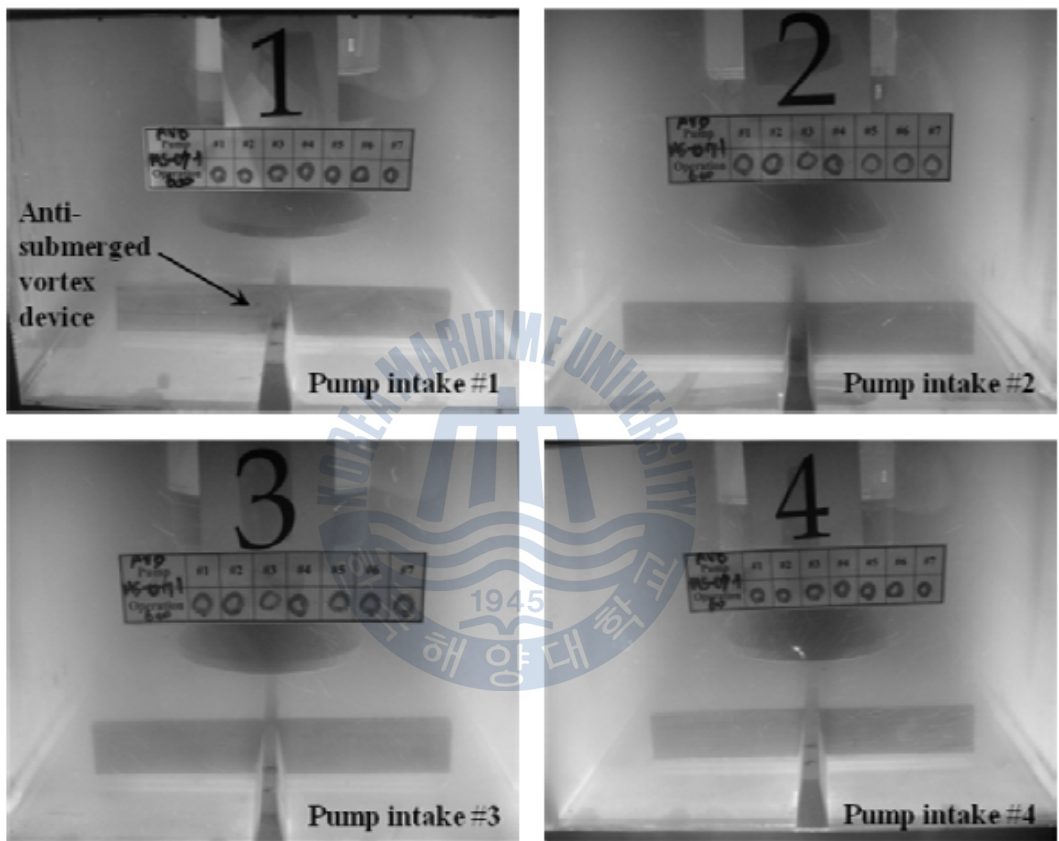


Fig. 5.5 Suppression of submerged vortex in the multi-pump intakes by the anti-submerged vortex device

### 5.1.5 수치해석을 위한 3D 형상 및 격자

그림 5.6은 본 연구에 대한 수치해석을 위한 AVD가 적용된 3D 형상을 나타내고 있다. AVD에 의한 흡입구 아래 선회류 저감 영향을 조사하기 위하여 우선, 단일 흡수정에 대하여 AVD의 존재 여부에 따라 수치해석을 수행하였으며, 다중 흡수정에서는 AVD가 설치되어 있는 각각의 흡수정 흡입관으로 유입되는 유동 특성에 대하여 수치해석을 수행하였다. 7개의 흡입관으로 구성된 펌프장으로 대칭적 형상, 그리고 유동이 대칭적으로 발생할 것으로 예상되므로 전체 형상의 절반에 해당하는 부분을 본 해석에 적용하였다. 흡입관 출구 영역의 길이를 충분히 확장하여 수치해석에서 발생하는 형상에 의한 불안정한 요소를 배제하였다. 그림 5.7은 단일 흡수정 수치해석에 사용된 형상과 격자를 나타내고 있다. 계산격자는 3차원 정렬 격자생성 프로그램인 ICEM CFD Hexa를 사용하여, hexa hexadral 형태의 격자를 생성하였으며, 격자수는 약 80만 노드로 구성되어 있다. 그리고 가장 작은 크기를 갖는 흡입관 끝단 주변으로 상대적으로 조밀한 격자를 적용하였다. 그림 5.8은 다중 흡수정 수치해석에 사용된 격자를 나타내고 있다. 사용된 격자수는 330만 노드이다.

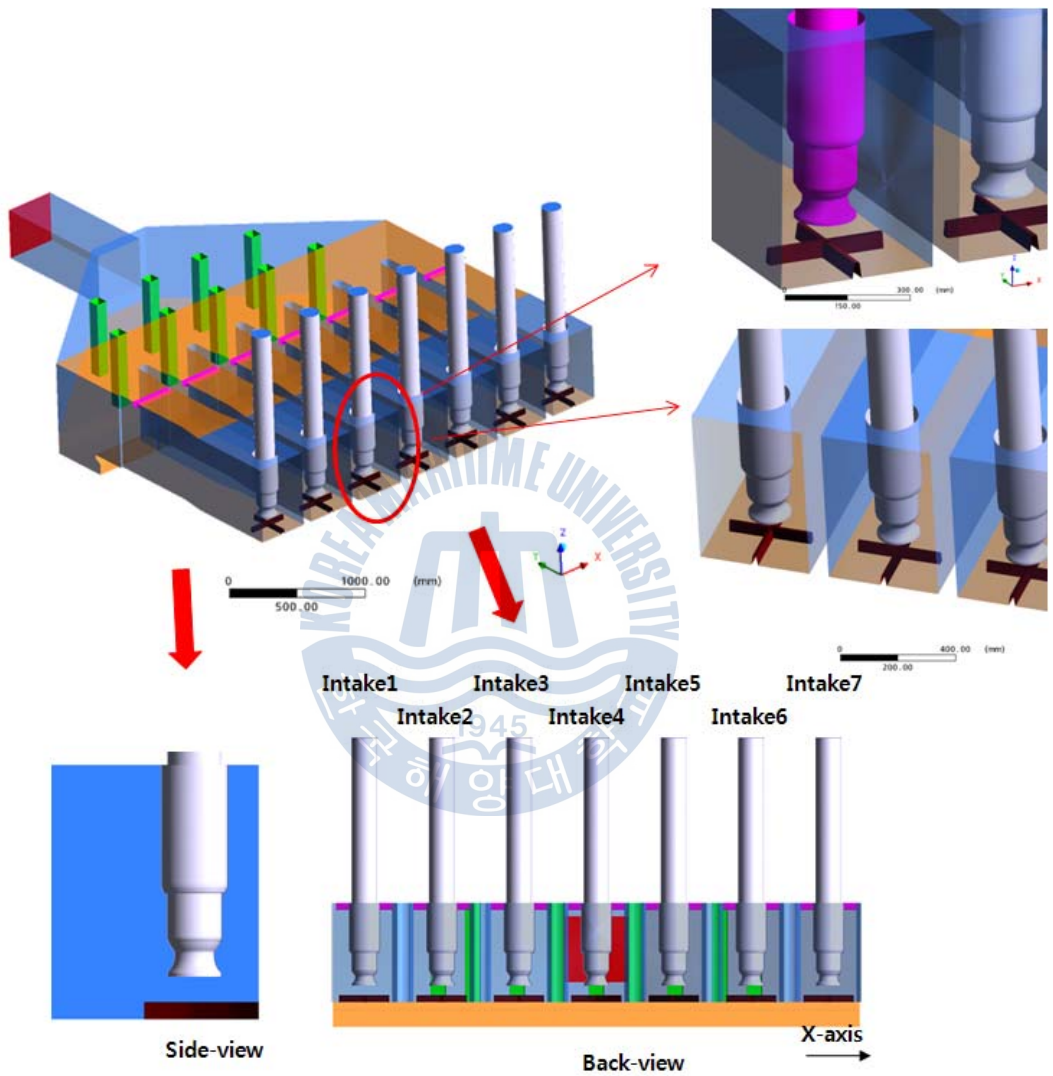
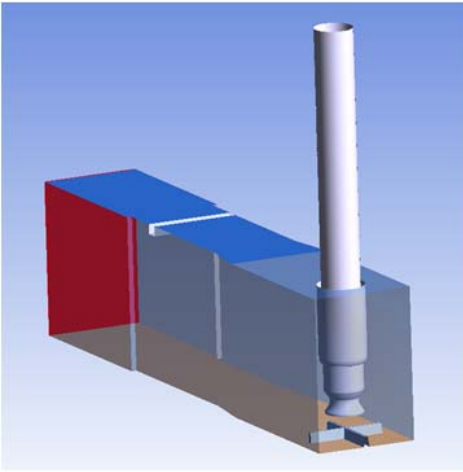
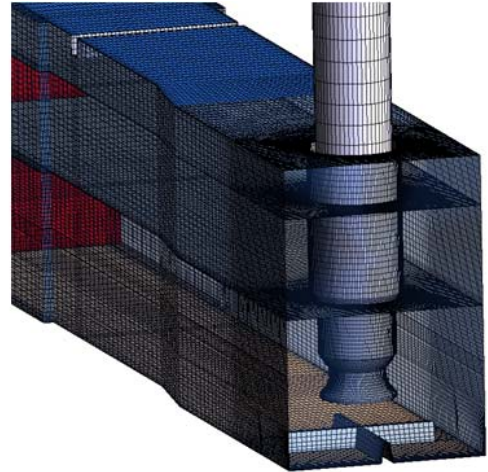


Fig. 5.6 3D-intake geometry for multi-pump intakes



(a) Intake sump geometry



(b) Intake sump mesh

Fig. 5.7 Single pump intake 3D geometry and grid

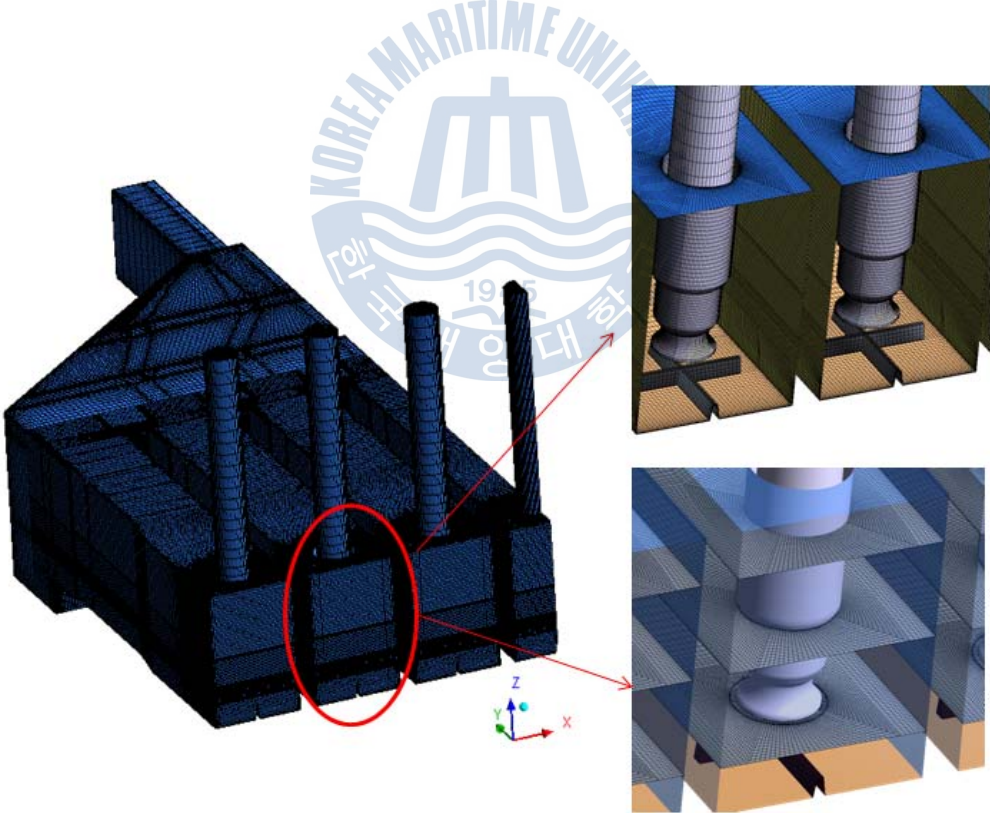


Fig. 5.8 Multi-pump intakes grid

### 5.1.6 수치해석을 위한 경계조건

그림 5.9는 수중 보텍스를 모사하기 위한 다중 흡입관에 대한 경계조건을 나타내고 있다. 경계조건으로 입구는 압력, 출구는 속도(3 m/s)로 설정하였으며 자유표면으로부터 공기흡입 보텍스를 차단하기 위한 덮개 부분은 no-free slip 벽면 경계조건을 사용하였으며, 덮개가 존재하지 않는 영역에 대해서는 free-slip 벽면 조건을 적용하였다. 그리고 대칭면에서는 대칭 조건, 공기와 물의 경계가 되는 부분은 free slip 벽면 조건을 적용하였다. AVD가 부착되는 경우, AVD를 no-free slip 벽면 조건을 적용하였다. 단일 흡수정 경계조건과 다중 흡수정 경계조건은 동일한 조건을 적용하였다. 작동유체로는 25℃의 물을 사용하였으며, 정상상태 계산을 수행하였다.

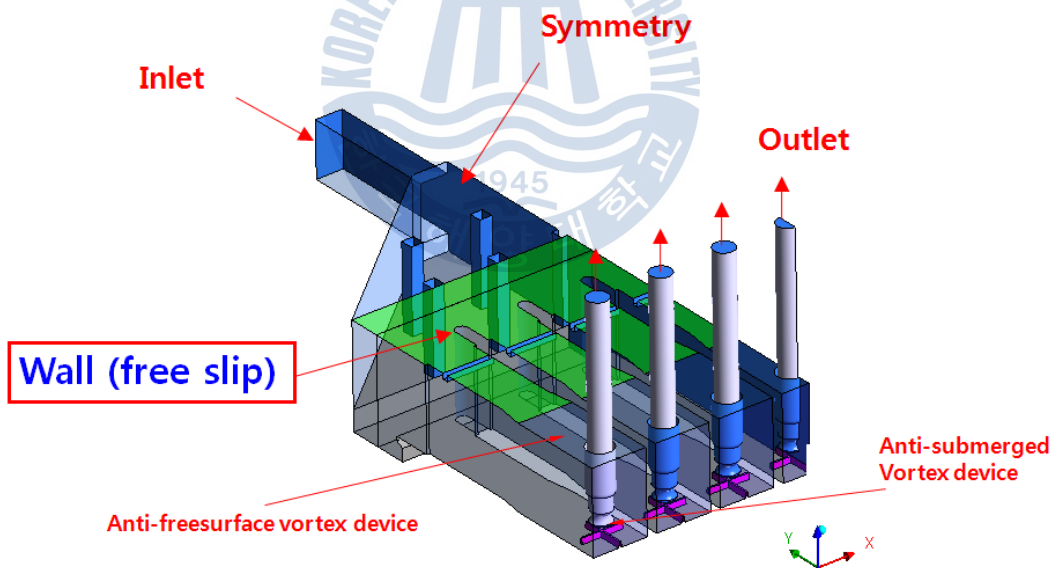


Fig. 5.9 Boundary condition for mult-pump intakes



### 5.1.7 $k-w$ SST 난류 모델

수중 보텍스 수치해석을 위한 난류모델은 Menter[56]의  $k-w$  SST 난류 모델을 적용하였다. 일반적으로 Wilcox model의 단점으로 자유유선에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면근처에서는  $k-\omega$  모델을 사용하고 바깥쪽은  $k-\varepsilon$  모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport) 모델을 지원한다.  $\omega$ 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동처리 벽 처리법(automatic wall treatment)로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의  $y^+$ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해  $y^+ \approx 1$ 의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 성긴 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다.  $k-\omega$  SST 모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 역 압력구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과  $k-\varepsilon$  모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 이러한 원인에 대한 상세한 내용은 Menter의 연구결과에 상세히 기술되어 있다. 가장 주된 원인으로서는 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy-viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식 5.7과 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (5.7)$$

여기서,  $\nu_t = \mu_t / \rho$  ,  $F_2$ =blending function,  $S$ =strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (5.8)$$

$$\arg_1 = \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (5.9)$$

여기서,  $y$ 는 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리를 의미한다.  $\nu$ 는 동점성계수이다.

$$CD_{kw} = \max \left( 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (5.10)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (5.11)$$

$$\arg_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (5.12)$$

SST 모델이나 BSL 모델은  $k-\varepsilon$ 과  $k-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. Wall scale 방정식은 식 5.13과 같은 단순한 형태의 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (5.13)$$



여기서,  $\phi$ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 5.14에 의해 wall scale로부터 계산된다.

$$\text{Wall Distance} = \sqrt{(|\nabla\phi|^2 + 2\phi) - |\nabla\phi|} \quad (5.14)$$



### 5.1.8 수중 보텍스 수치해석 결과

#### 5.1.8.1 단일 흡수정의 유동특성

그림 5.10은 AVD를 적용하지 않은 단일 흡수정의 흡입관 주위의 유동 특성을 스트림 라인으로 나타낸 것이다. 흡입관 주위에서는 자유표면, 측벽, 후벽, 그리고 바닥벽에서 보텍스가 발생하여 이 보텍스는 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 자유표면에서는 덮개가 설치되어 있으므로 공기 흡입 보텍스가 발생하지는 않지만, 덮개 아래 부분에서 2개의 주된 보텍스가 발생한다. 흡입관 아래 측벽에서도 보텍스가 발생하여 이 보텍스는 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입된다. 또한 후벽과 바닥벽에서도 보텍스가 발생하는 것을 알 수 있다.

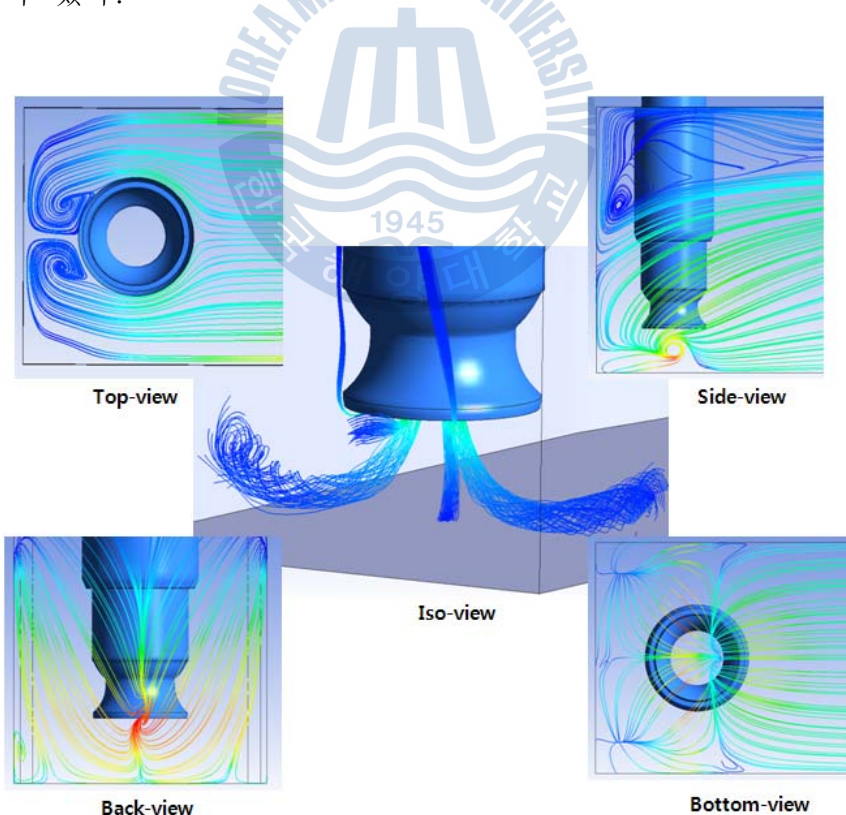


Fig. 5.10 Flow characteristics for the single sump without a AVD

### 5.1.8.2 단일 흡수정의 Vortex-core swirling strength

유동장의 속도성분을 매트릭스로 표현하면 식 5.15와 같다.

$$\underline{D} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

식 5.15의 gradient tensor를 만족하는 고유치는 식 5.16과 같다.

$$\lambda^3 + P\lambda^2 + Q\lambda + R = 0 \quad (5.16)$$

여기서, 식 5.16은 실수부( $\lambda_r$ ), 복소수( $\lambda_{cr} \pm \lambda_{ci}$ ) 해를 가지며, P, Q, R은 식 5.17, 식 5.18, 식 5.19와 같이 정의된다.

$$P \equiv -tr(\underline{D}) = -\nabla \cdot \mathbf{u} = -(d_{11} + d_{22} + d_{33}) \quad (5.17)$$

$$Q \equiv \frac{1}{2} [P^2 - tr(\underline{D}\underline{D})] = (d_{22}d_{33} - d_{23}d_{32}) + (d_{11}d_{22} - d_{12}d_{21}) + (d_{33}d_{11} - d_{13}d_{31}) \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} R &\equiv \frac{1}{3} [-P^3 + 3PQ - tr(\underline{D}\underline{D}\underline{D})] \\ &= d_{11}(d_{23}d_{32} - d_{22}d_{33}) + d_{12}(d_{21}d_{33} - d_{31}d_{23}) + d_{13}(d_{31}d_{22} - d_{21}d_{32}) \end{aligned} \quad (5.19)$$

$q, r$ 을 식 5.20과 식 5.21과 같이 정의한다.

$$q \equiv Q - \frac{1}{3}P^2 \quad (5.20)$$

$$r \equiv R + \frac{2}{27}P^3 - \frac{1}{3}PQ \quad (5.21)$$

식 5.20, 식 5.21을 이용하여 식 5.22를 만족하는  $\Delta$ 를 정의한다.

$$\Delta \equiv \left(\frac{1}{2}r\right)^2 + \left(\frac{1}{3}q\right)^2 > 0 \quad (5.22)$$

$$\bar{\zeta}_1 = \sqrt{\sqrt{\Delta} - \frac{r}{2}} \quad (5.23)$$

$$\bar{\zeta}_2 = \sqrt{\sqrt{\Delta} + \frac{r}{2}} \quad (5.24)$$

$\lambda_r, \lambda_{cr} \pm \lambda_{ci}$ 를 구하면 식 5.25, 식 5.26, 식 5.27과 같다.

$$\lambda_r = \bar{\zeta}_1 - \bar{\zeta}_2 - \frac{P}{3} \quad (5.25)$$

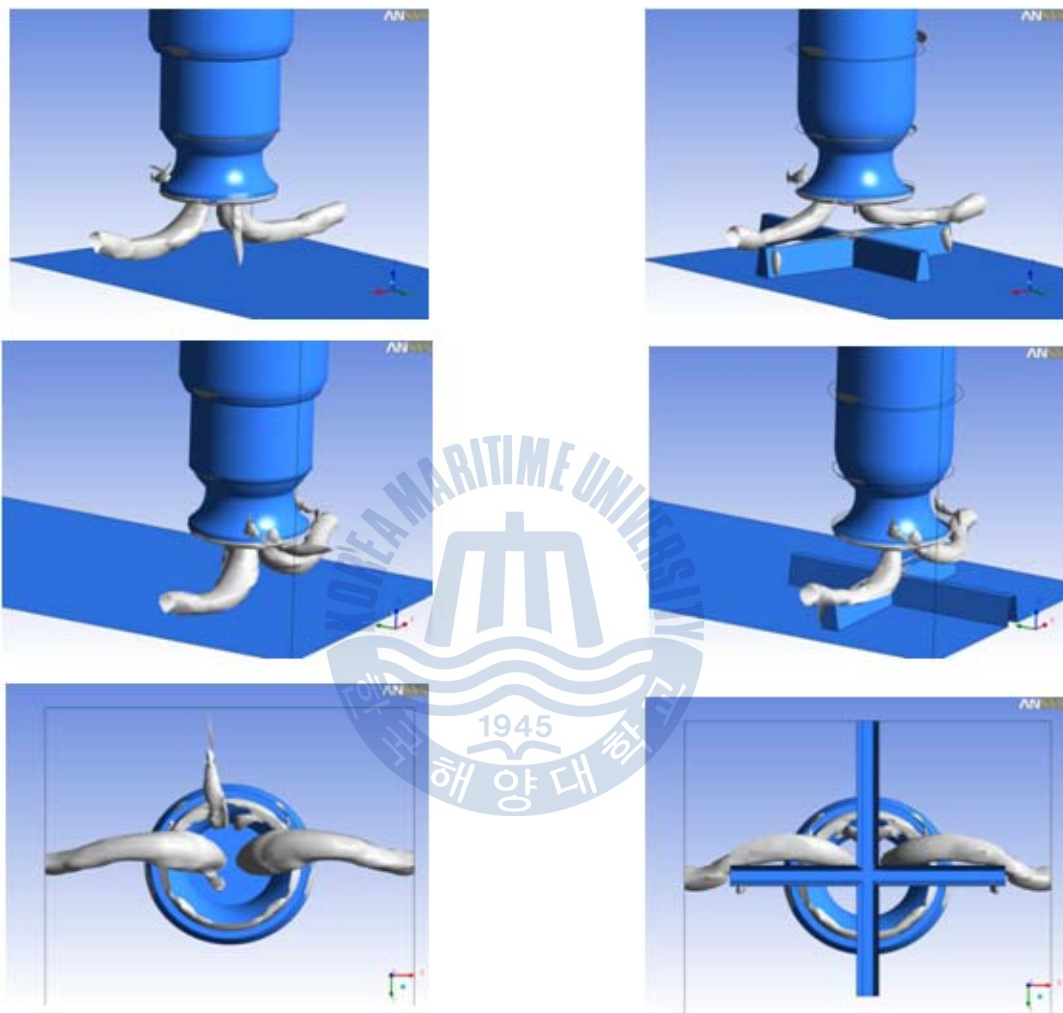
$$\lambda_{cr} = -\frac{\bar{\zeta}_1 - \bar{\zeta}_2}{2} - \frac{P}{3} \quad (5.26)$$

$$\lambda_{ci} = -\frac{\bar{\zeta}_1 - \bar{\zeta}_2}{2} - \frac{P}{3} \quad (5.27)$$



위의 식에서 식 5.27이 Swirling Strength이며, 이것은 국부적인 선회류 거동의 강도에 따라 iso-surface로 나타낸 것이다. 그림 5.11은 단일 흡수정의 AVD 유무에 따른 vortex core region(swirling strength)을 나타낸 그림이다. 그림 5.11(a)는 AVD가 적용되지 않은 유동장이며, 후벽, 옆벽 그리고 바닥벽으로부터 발생하는 보텍스의 형태를 확인할 수 있다. 그러나 덮개 아래에서 발생하는 보텍스의 형태는 찾을 수 없었다. 이것은 상대적으로 swirling strength가 약하게 발달하기 때문에 나타나지 않는 것으로 사료된다. 그림 5.11(b)는 AVD가 적용된 유동장이며, 측벽에서 생성되는 보텍스에 비해 바닥벽과 후벽에서 발생하는 보텍스의 영역이 AVD를 적용하지 않은 것에 비해 상당히 감소되었음을 확인할 수 있다. 측벽으로부터 생성되는 와의 영역은 AVD에 의하여 상대적으로 후벽으로 밀려난 변형된 보텍스의 형태를 가지고 있다.





(a) without anti-vortex device

(b) with anti-vortex device

Fig. 5.11 Vortex core region of the single intake sump

### 5.1.8.3 AVD에 의한 흡입관내 압력손실

펌프장 흡수정 흡입관 아래에 설치되는 부가물로 인하여 압력손실이 발생하며 이 압력 손실은 펌프의 효율을 저하시킨다. 심지어 펌프내부에 캐비테이션을 유발 할 수도 있다. 그러므로 부가물 설치시, 압력강하에 대한 정량적인 값의 평가가 필요하게 된다. 그림 5.12은 흡입관 끝단 기준(0 mm)으로 높이 방향에 대한 90 mm 떨어진 평면상의 절대 압력을 나타내었다. AVD를 적용하지 않은 경우, 96,244 Pa의 최소 압력값이 나타났으며, AVD를 적용한 경우, 97,191 Pa의 최소압력이 나타났다. AVD 설치로 인하여 압력 947 Pa 높게 나타났으며, AVD로 인한 압력 상승은 미미한 것으로 보인다. 그리고 흡입관 내부 두 개의 압력저하점이 나타나며 이것으로 흡입관내부에서는 두 개의 선회류가 존재하는 것을 알 수 있다.

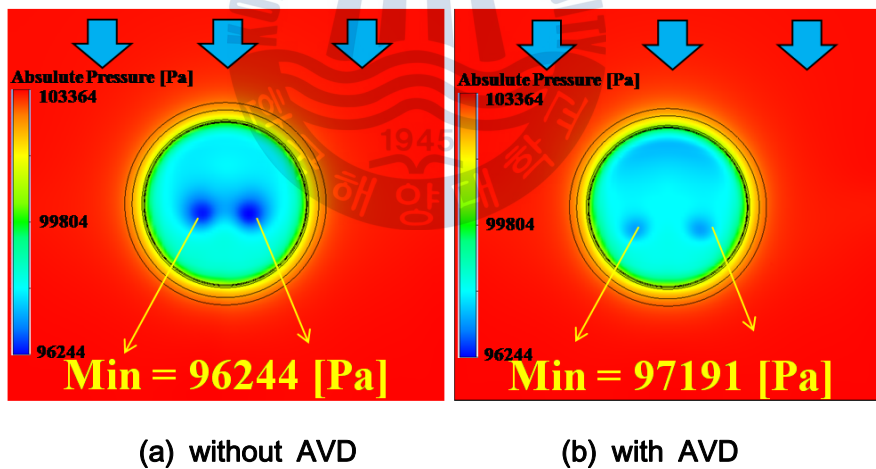


Fig. 5.12 Absolute pressure of the single intake sump ( $z = 90$  mm)

#### 5.1.8.4 단일 흡수정 흡입관 주위의 와도

속도의 길이에 대한 미분치의 차이로 정의되는 와도는 식 5.28과 같다.

$$w_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.28)$$

상기의 와도식을 사용하여 AVD 유무에 따른 단일 흡수정 흡입관 주위의 와도를 그림 5.13 ~ 5.20에 정량적으로 나타내었다. 그림 5.13 ~ 5.16은 흡수정 유로방향에 대한 수직방향으로의 와도 값으로서, 바닥벽으로부터 100 mm, 90 mm, 80 mm, 60 mm 위치에서의 와도분포를 나타내고 있다. AVD가 적용되지 않은 경우, 와도의 값이 유로방향에 대한 수직방향으로 흡입관 아래에서 급격한 값의 변화가 나타났으며, 바닥벽으로부터 거리의 값이 감소함에 따라 와도의 값이 감소하였다. 즉 흡입관과 가까울수록 와도 값은 높게 발생하였다. 이와는 달리, AVD가 적용된 경우는 바닥벽으로부터 발생하는 보텍스의 생성을 억제하여 상대적으로 와도의 값이 급격한 변화를 보이지 않았으며, 바닥벽으로부터 거리 변화에 따른 와도 값도 크게 변하지 않았다. 바닥벽으로부터 60 mm인 그래프에서 와도의 값이 측벽으로 갈수록 증가함을 볼 수 있으며, 이는 측벽에서 발생하는 와도의 강도가 다른 곳에서 발생하는 값보다 높다는 것을 알 수 있다. 또한 이 부근에서 측벽으로부터 보텍스가 생성되는 것을 알 수 있다. 그림 5.17 ~ 5.20은 흡수정 유로방향에 대한 와도분포를 나타낸 것이다. AVD를 적용하지 않은 경우, 후벽(음의 값)으로부터의 와도 값 변화가 높게 나타났으나, AVD를 적용한 경우는 유로방향에 대한 와도 값 변화가 크게 나타나지 않았다. 또한, 흡입관의 유로방향에 대한 와도분포 값이 유로방향에 대한 수직방향의 와도분포 값보다 낮게 나타났다. 이는 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스 중에 측벽에서 강한 보텍스가 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 AVD가 적용된 경우가 적용되지 않은 경우보다 유동장에서 와도의 분포 값이 전체적으로 낮게 나타났다.



다. 그림 5.13 ~ 5.20의 그래프에서 와도의 최대값과 평균값을 Table 5.1에 나타내었다. 흡수정의 바닥벽으로부터 100 mm일 경우, 와도의 최대값이 다른 값보다 높게 나타났으며, 이것은 흡입관의 끝단에서 발생하는 와도의 값이다. 세부적인 결과 값의 검토를 위하여  $z$ 가 90 mm일 경우의 최대 와도 값과 평균 와도 값을 같이 표시하였다. 데이터의 신뢰성을 위하여 흡입관 끝단에서 발생하는 와도 값을 제외하면, AVD를 설치한 경우가 낮은 와도의 값을 갖는다. 그리고 AVD를 설치하지 않은 경우의 흡수정 유로방향에 대한 측방향의 와도 값이 다른 와도 값보다 높게 나타났다. 이러한 결과로부터 측벽에서 보텍스가 강하게 발생한다는 것을 알 수 있다. AVD의 유무에 따른 전체적인 평균 와도 값은 AVD가 설치되지 않은 경우 약 3.5배 높게 나타났다.



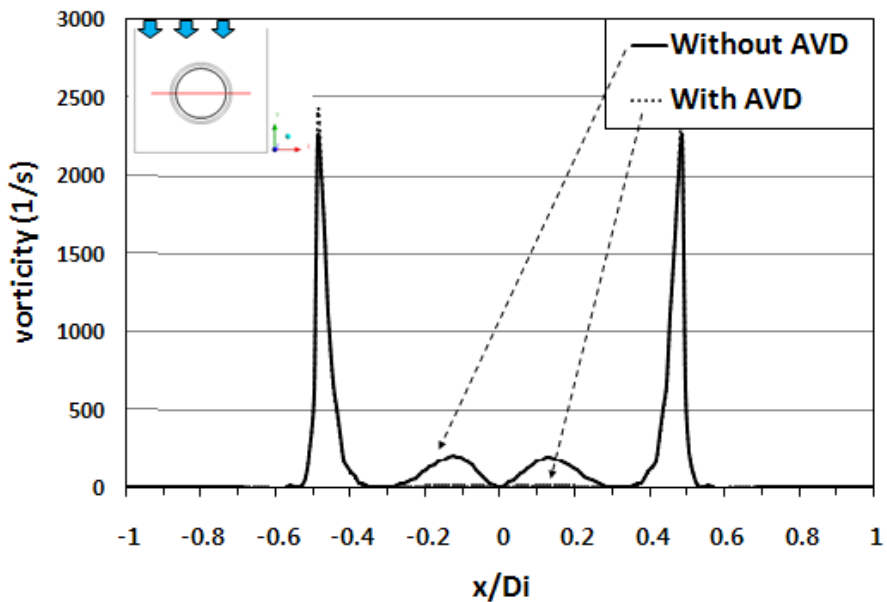


Fig. 5.13 Vorticity of flow axis direction with and without the AVD ( $Z = 100$  mm)

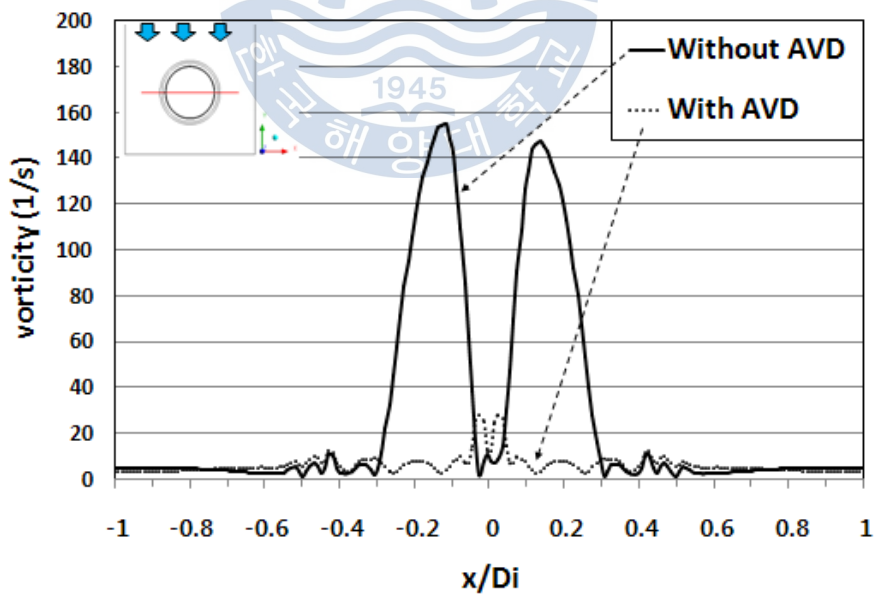


Fig. 5.14 Vorticity of flow axis direction with and without the AVD ( $Z = 90$  mm)

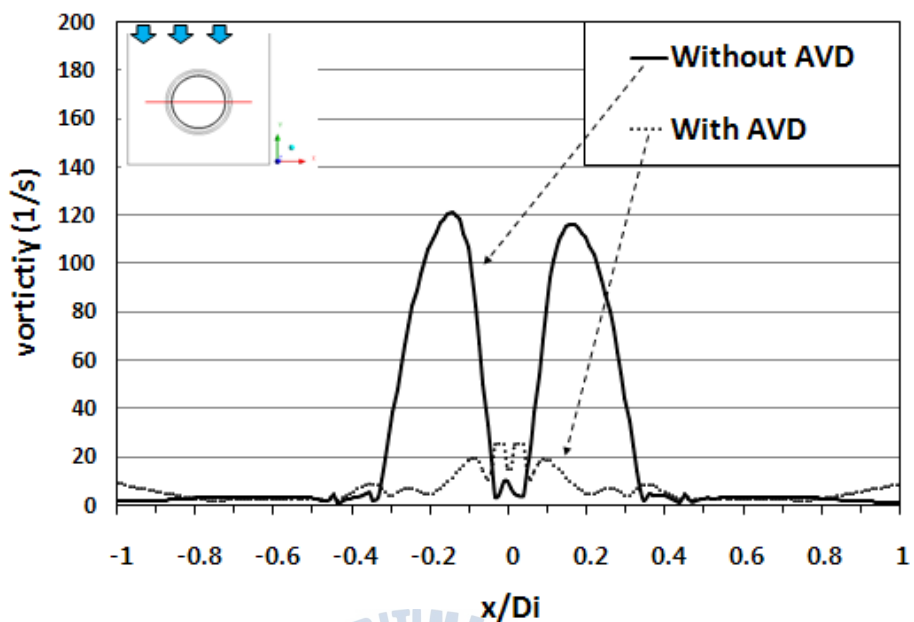


Fig. 5.15 Vorticity of flow axis direction with and without the AVD ( $Z = 80$  mm)

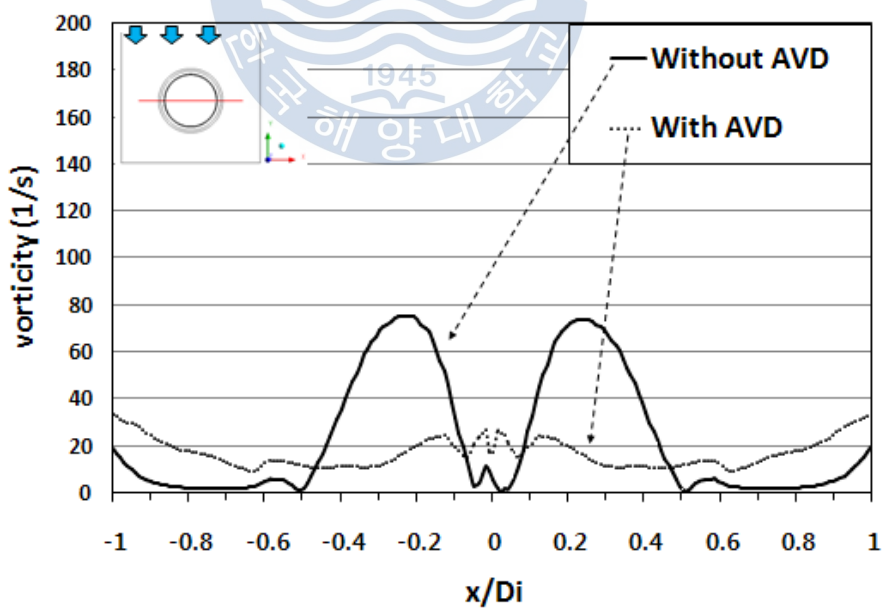


Fig. 5.16 Vorticity of flow axis direction with and without the AVD ( $Z = 60$  mm)

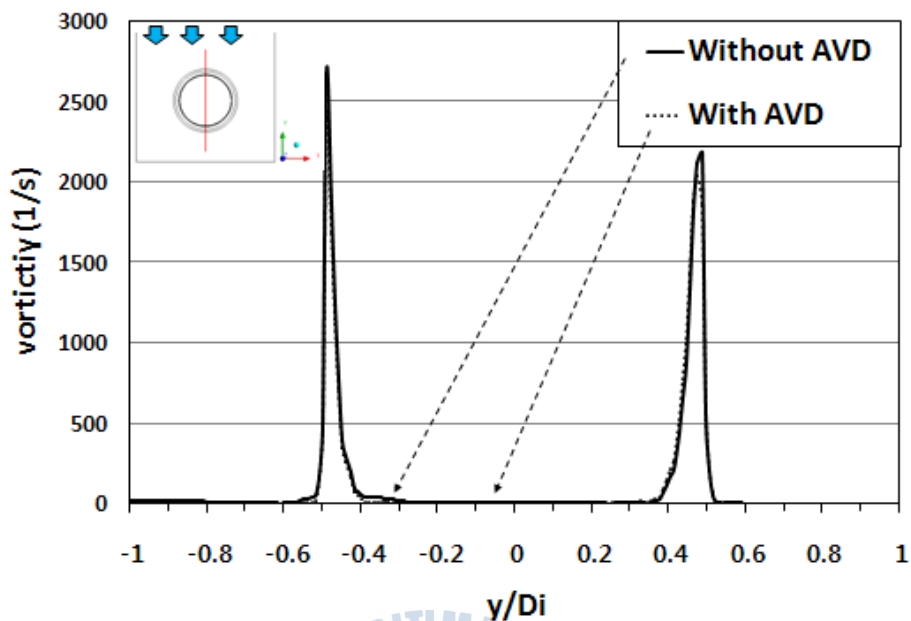


Fig. 5.17 Vorticity of flow direction with and without the AVD ( $Z = 100$  mm)

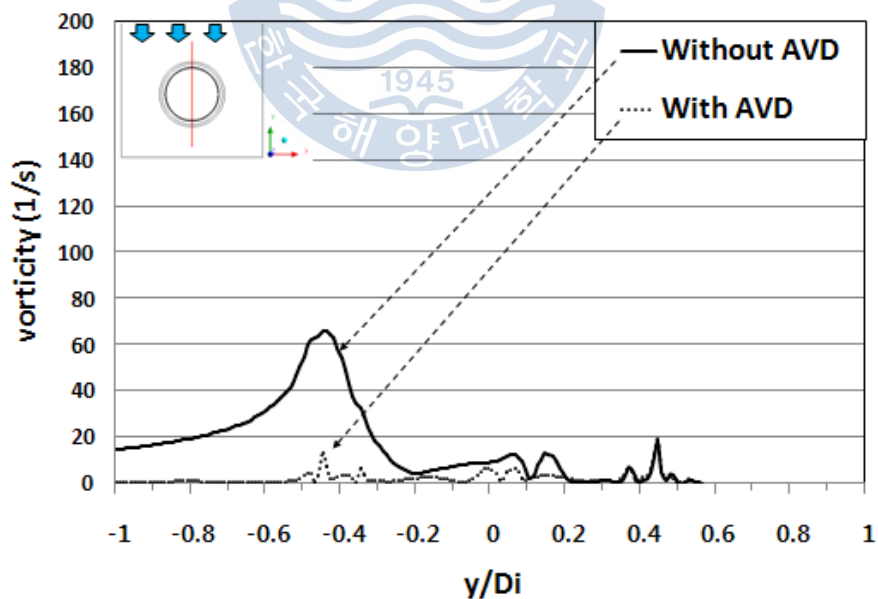


Fig. 5.18 Vorticity of flow direction with and without the AVD ( $Z = 90$  mm)

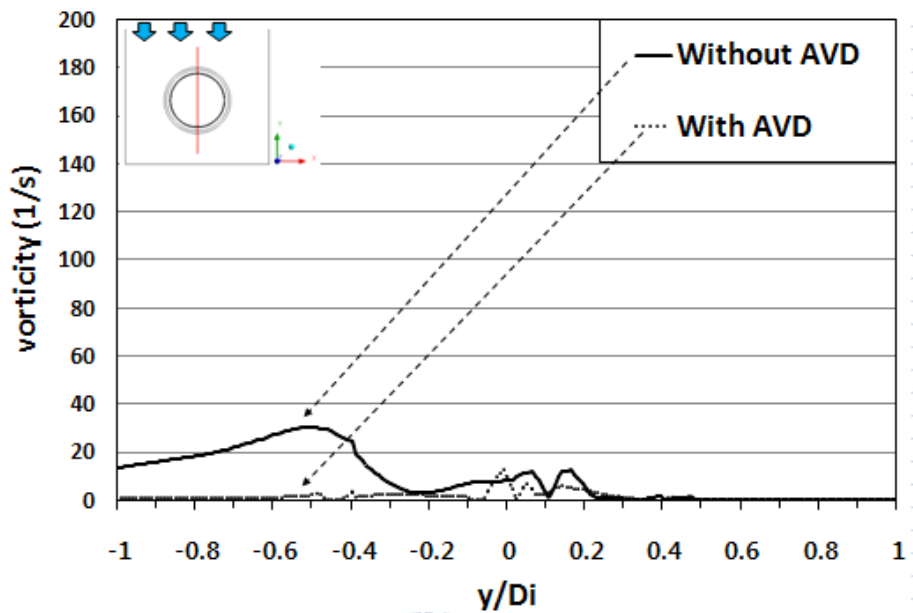


Fig. 5.19 Vorticity of flow direction with  
and without the AVD ( $Z = 80$  mm)

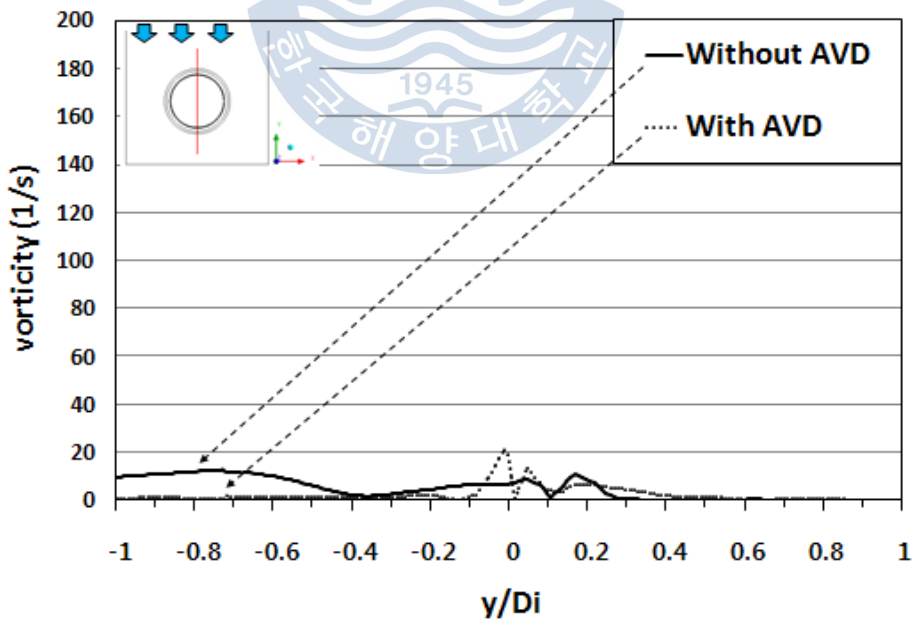


Fig. 5.20 Vorticity of flow direction with  
and without the AVD ( $Z = 60$  mm)

**Table 5.1 Maximum & mean vorticity value of the single-sump**

distance from bottom wall in the sump		with anti-device	without anti-device
Channel width direction	60 mm	33.2 (16.9)	75.1 (23.4)
	80 mm	27.9 (6.3)	120.7 (24.8)
	90 mm	27.9 (6.2)	154.7 (28.0)
	100 mm	2394.2 {22.4} (107.6)	2240.2 {199.2} (132.8)
Flow direction	60 mm	20.8 (2.4)	12.8 (4.7)
	80 mm	12.8 (1.6)	30.2 (9.2)
	90 mm	19.6 (1.9)	66.1 (13.5)
	100 mm	2416.9 (95.8)	2683.4 (102.7)

\*(): mean vorticity value, \*\*{ } : Second peak value (unit: 1/s)

#### 5.1.8.5 다중 흡수정 흡입관 주위의 Vortex core 및 와도

그림 5.21은 7개의 흡수정을 갖는 펌프장 모델에 대한 AVD를 적용한 흡입관 #1 ~ #4 주위에서 발생하는 보텍스의 형태를 같은 값을 가지는 vortex core(swirling strength) 나타낸 것이다. 각 흡수정의 흡입관에서 발생하는 보텍스의 형태와 구조는 상이하게 나타났으며, 흡입관 #3에서 발생하는 보텍스의 형태가 다른 흡수정에서 발생하는 보텍스의 형태에 비해 넓게 분포하고 있다. 그림 5.22 ~ 5.29은 각 흡수정의 흡입관에서 발생하는 와도 분포 값을 나타낸 것이며, AVD를 적용한 단일 흡수정의 흡입관 주위에서 발생하는 와도분포 값보다는 전체적으로 높게 나타났다. 그림 5.22 ~ 5.25는 각 흡수정의 바닥벽으로부터 높이에 따라 유로방향에 대한 수직방향의 와도 분포 값이며, 흡수정 입구 부분의 비대칭적인 속도 분포 유입으로 인하여 흡입관 #3에서 발생하는 와도 분포 값이 가장 높게 나타났다. 또한 흡입관 #4를 제외하고는 각 흡수정의 와도 분포 값이 비대칭적으로 나타났으며, 이는 흡입관으로 유입되는 흡수정 입구부근의 속도 분포가 비대칭적 발생에 의한 것이다. 그림 5.26 ~ 5.29는 각 흡수정의 바닥벽으로부터 높이 방향에 따라 흡입관 주위에서 발행하는 유로 방향에 대한 와도 분포 값이며, 유로방향에 대한 수직방향의 와도 분포 값과 유사하게 흡입관 #3에서 가장 높은 와도 분포 값을 가지고 있다. 흡입관 #4에서의 와도 값이 가장 낮게 나타났으며, 흡수정 #4의 경우 유로방향에 대한 수직방향의 와도 분포 값이 유로방향에 대한 와도 분포 값보다 높게 발생하였다. 이는 후벽으로부터 발생하는 와도보다 측벽으로부터 발생하는 보텍스의 강도가 높게 발생하는 것을 알 수 있다. Table 5.2는 각 흡수정 바닥 벽으로부터 높이 방향 위치의 유로방향에 대한 축 방향과 유로방향에 대한 최대 와도 값과 평균 와도값을 나타내고 있다. 흡수정 흡입관 주위에서 발생하는 최대 와도 값은 유로방향에 대한 수직방향의 와도 값이 유로방향에 대한 와도 값보다 높게 나타났다. Table 5.2의 데이터 가운데 가장 높은 와도 값이 흡수정 #3에 나타났으며, 흡수정 #1 ~ #4의 흡입관에서 발생하는 와도 값 가운데 흡입관 #3이 다른

흡입관에 비하여 평균적으로 1.5배 높은 와도 값을 갖는다.

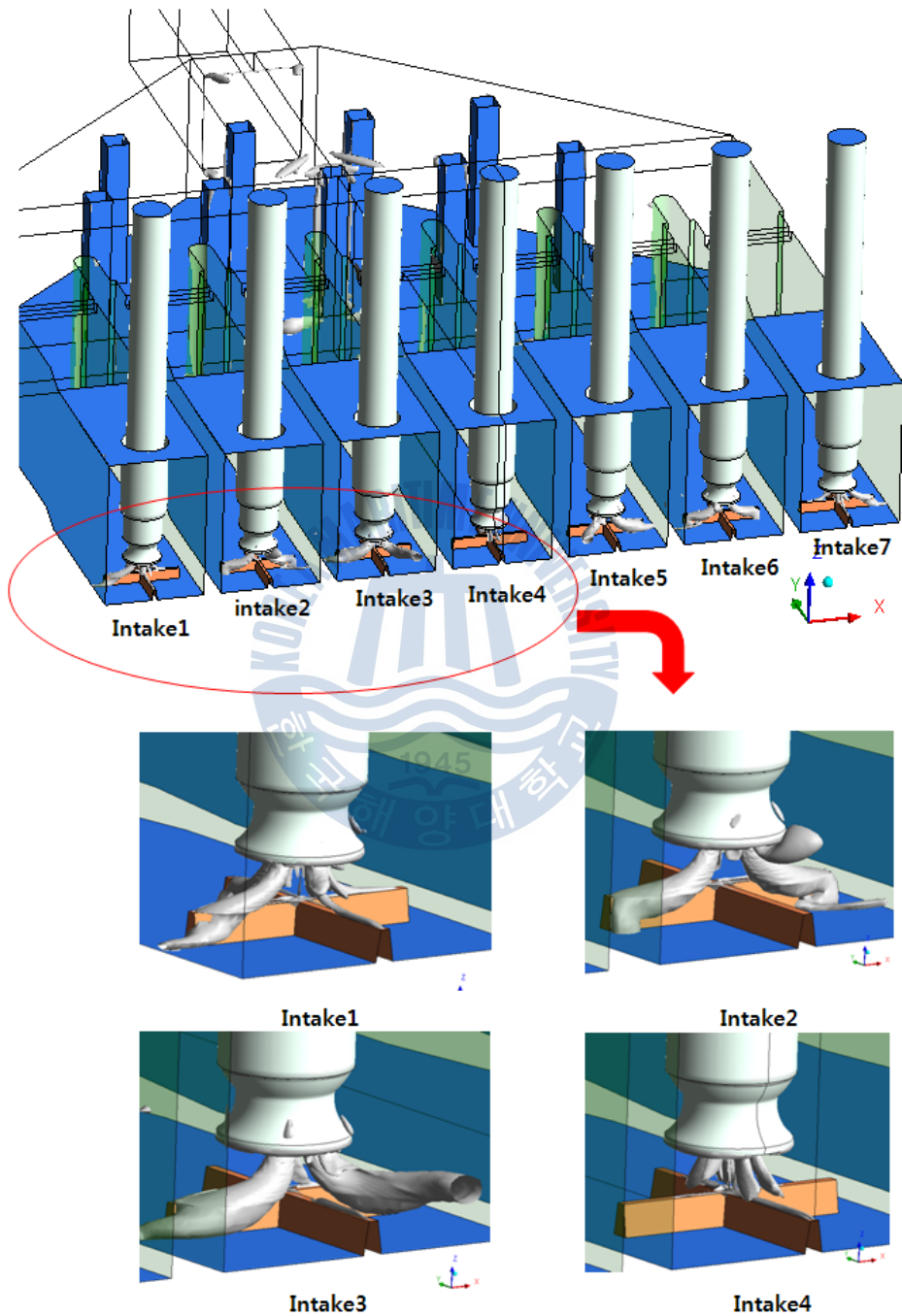


Fig. 5.21 Vortex core for multi-pump intakes in the pump station



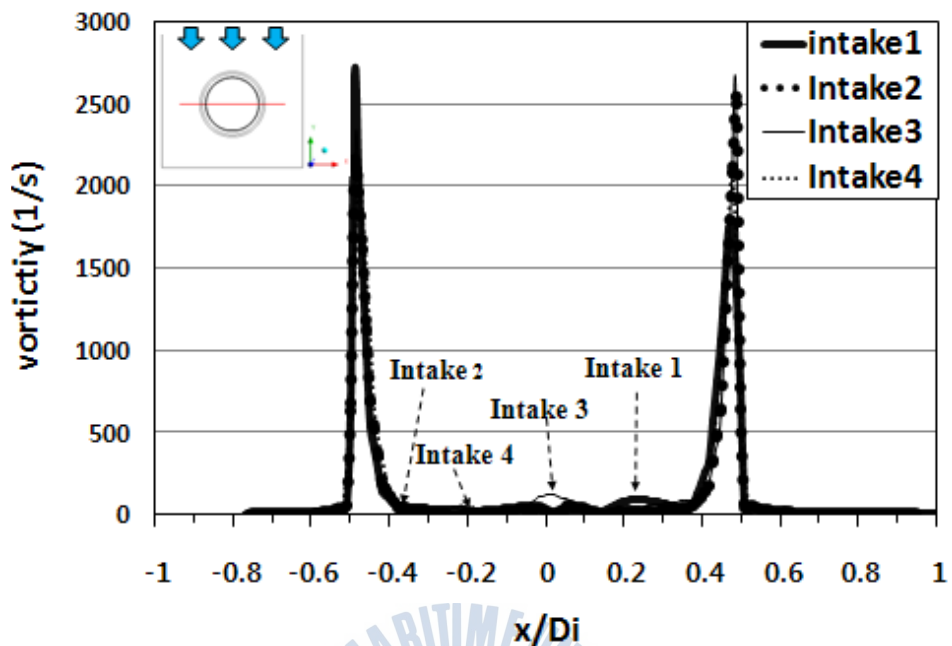


Fig. 5.22 Vorticity of channel width direction with the AVD ( $Z = 100$  mm)

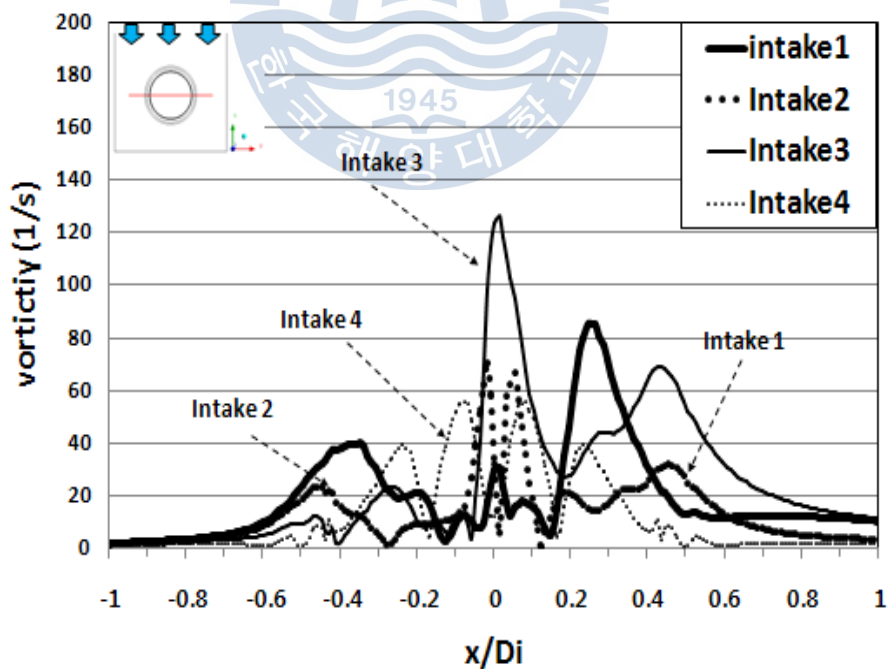


Fig. 5.23 Vorticity of channel width direction with the AVD ( $Z = 90$  mm)

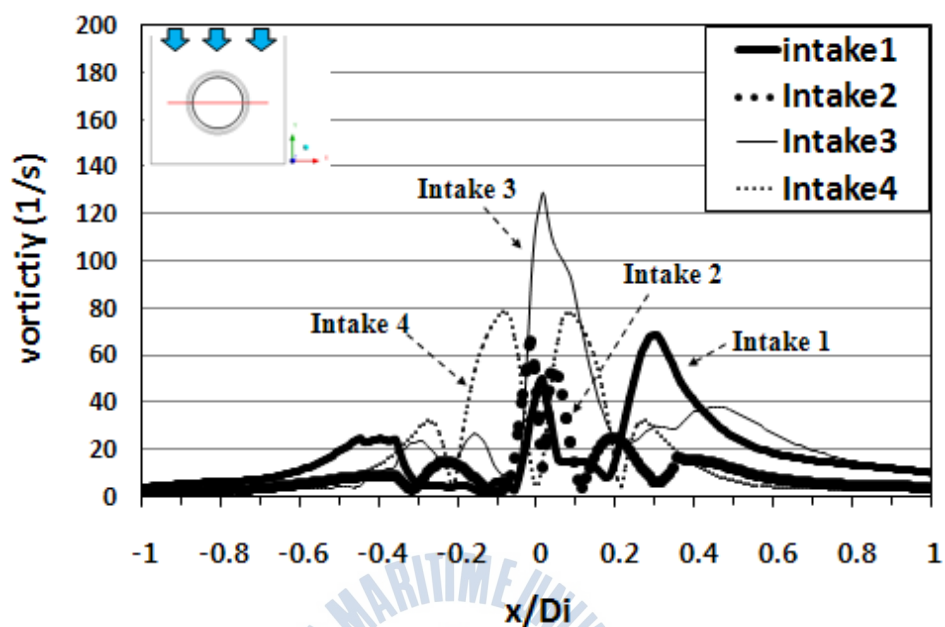


Fig. 5.24 Vorticity of channel width direction with the AVD ( $Z = 80$  mm)

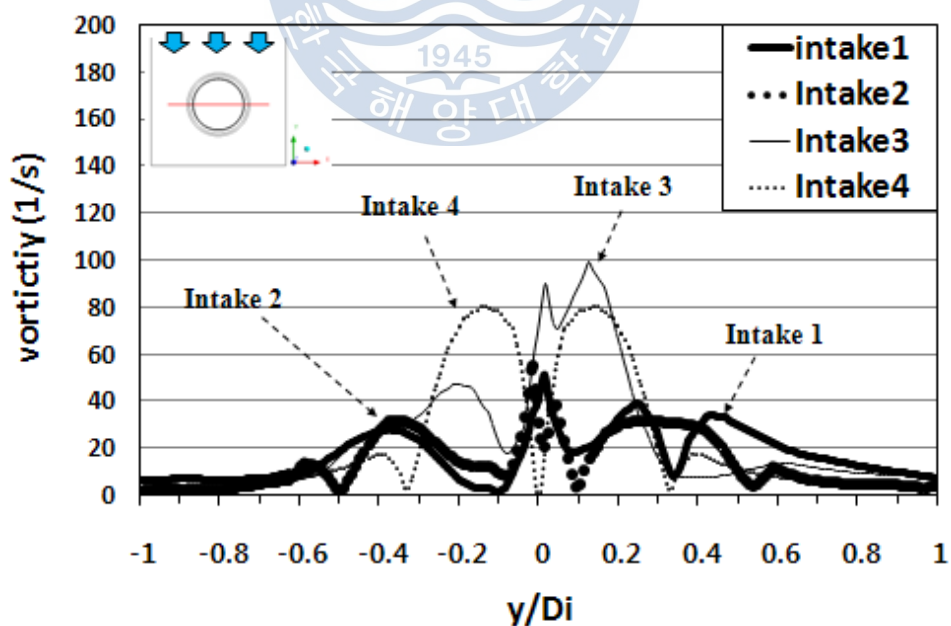


Fig. 5.25 Vorticity of channel width direction with the AVD ( $Z = 60$  mm)

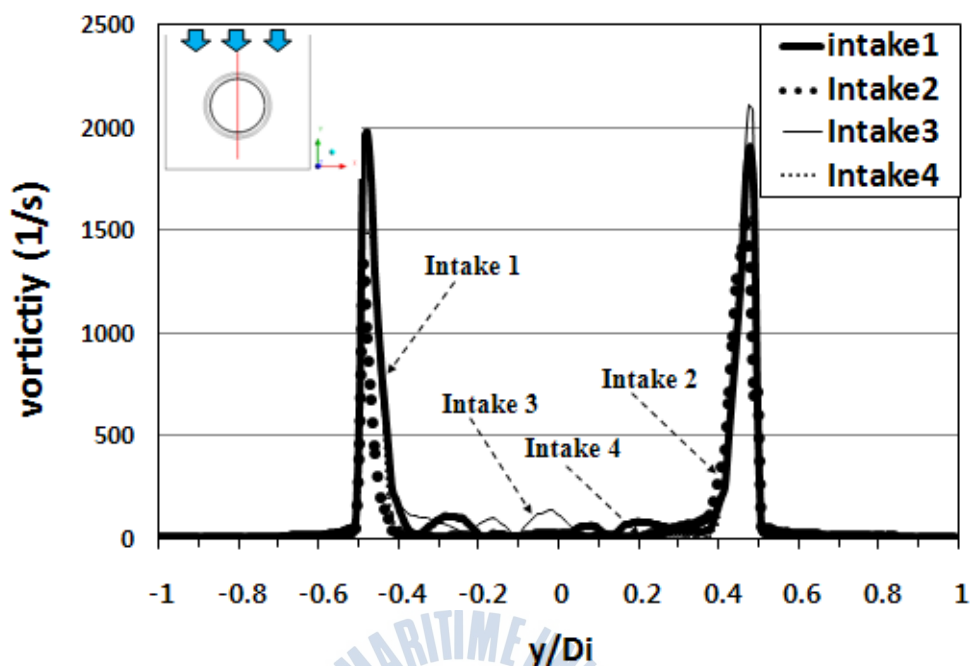


Fig. 5.26 Vorticity of flow direction with the AVD ( $Z = 100$  mm)

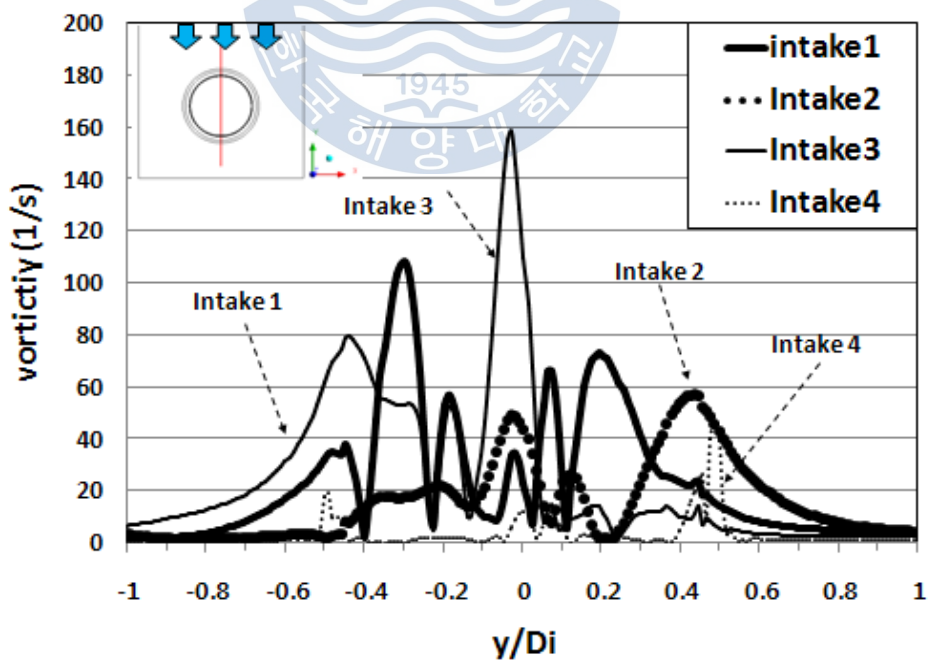


Fig. 5.27 Vorticity of flow direction with the AVD ( $Z = 90$  mm)

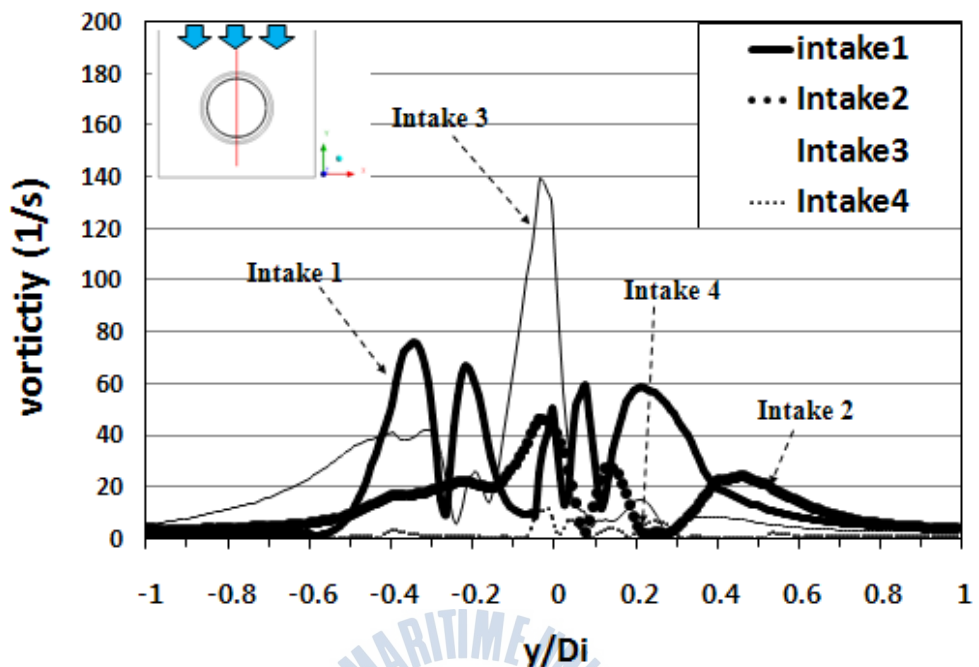


Fig. 5.28 Vorticity of flow direction with the AVD ( $Z = 80$  mm)

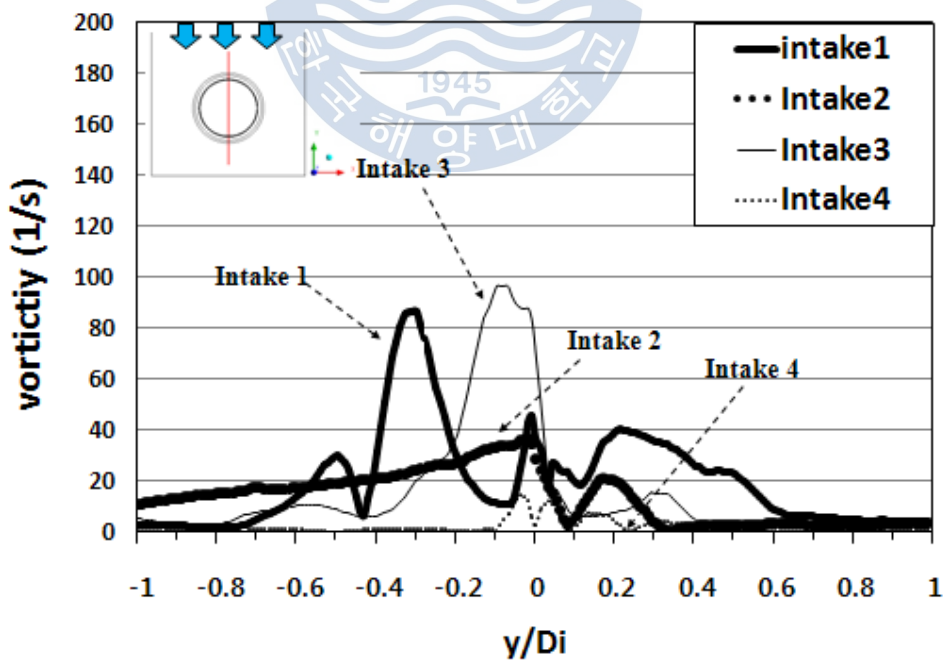


Fig. 5.29 Vorticity of flow direction with the AVD ( $Z = 60$  mm)

**Table 5.2 Maximum & mean vorticity value of the pump station**

distance from bottom wall in the sump		sump1	sump2	sump3	sump4
Channel width direction	60 mm	51.3 (17.3)	55.3 (14.2)	98.8 (23.3)	80.4 (23.2)
	80 mm	68.2 (17.3)	65.9 (9.8)	128.6 (22.4)	77.9 (17.2)
	90 mm	85.3 (19.4)	70.2 (14.0)	126.1 (25.3)	56.6 (12.9)
	100 mm	2671.7 {98.5} (118.5)	2504.5 {52.7} (114.0)	2626.9 {123.8} (119.1)	2126.7 {51.2} (121.0)
Flow direction	60 mm	86.8 (20.6)	36.9 (13.7)	96.7 (15.1)	14.7 (2.1)
	80 mm	76.0 (20.3)	46.3 (13.0)	123.9 (20.0)	11.4 (1.6)
	90 mm	108.2 (23.8)	57.2 (15.9)	158.3 (25.4)	46.1 (3.2)
	100 mm	1976.4 {110.2} (123.4)	1539.1 {26.4} (85.3)	2108.0 {138.1} (129.3)	1575.8 {17.4} (90.1)

\*(): mean vorticity value, \*\*{ }:Second peak value

(unit: 1/s)

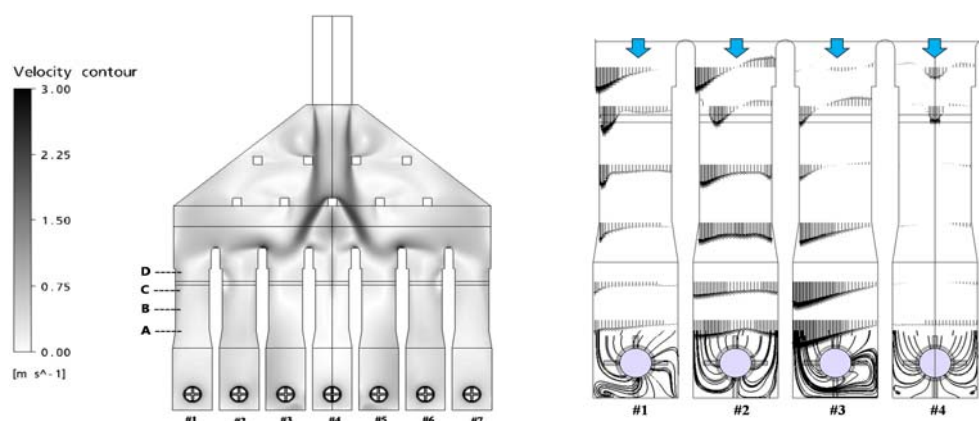
### 5.1.8.6 흡입관 접근 유동의 불균일성

그림 5.30은 바닥벽으로부터( $z = 0$  mm) 높이 100 mm, 300 mm, 500 mm에 대한 평면상에 따른 펌프장 상류에서 흡수정의 흡입관까지 유입되는 유동장의 속도를 contour와 속도 프로파일로 나타낸 그림이다. 펌프장 입구의 속도 프로파일은 펌프장이 확대되는 영역에서 균일한 속도 프로파일을 갖지 않는 중심부분에 치우친 속도 프로파일로 형성된다. 이를 해결하기 위하여 바를 설치하였으나, 펌프장 상류로부터 각 흡수정 입구로 도달시 각각 다른 속도 분포를 가진다, 특히 흡수정 #3과 #5의 흡수정 입구속도의 분포 변화가 가장 크게 나타났으며 가장 큰 속도 성분을 가지고 있다. 펌프장 끝 부분의 흡수정 #1과 #7에서 가장 작은 속도 성분을 가지고 흡입관으로 유입된다. 이로 인하여 흡수정 #1~#4의 흡수정 입구 근처의 속도 프로파일 중 흡수정 #3의 속도 프로파일이 가장 비대칭적으로 나타났다. 흡수정 입구의 비대칭적인 속도성분 유입으로 인하여 각각의 흡수정 흡입관 주위에서 발생하는 보텍스의 형태 가운데 흡입관 #3에서 발생하는 보텍스의 형태가 흡입관 주위에서 가장 비대칭적으로 나타났다. 그러나 흡입관 #4 주위에서의 발생하는 보텍스의 형태와 유동장은 대칭적으로 발생하였다. 흡수정의 후벽으로부터 그림 5.30에 표시한 A, B, C, D의 위치 910 mm, 1000 mm, 1300 mm, 1500 mm 떨어진 곳에서의 유로방향에 대한 흡수정의 평균 속도를 Table 5.3에 나타냈었으며, 모든 평균 속도는 유사한 값을 가지고 흡입관으로 접근하는 것을 알 수 있다. 흡수정 입구로부터 흡입관까지의 평균유속에 대한 유동분포의 균일성을 정량적으로 판단하기 위하여 표준편차 개념을 도입하였으며, 그 식은 다음과 같다.

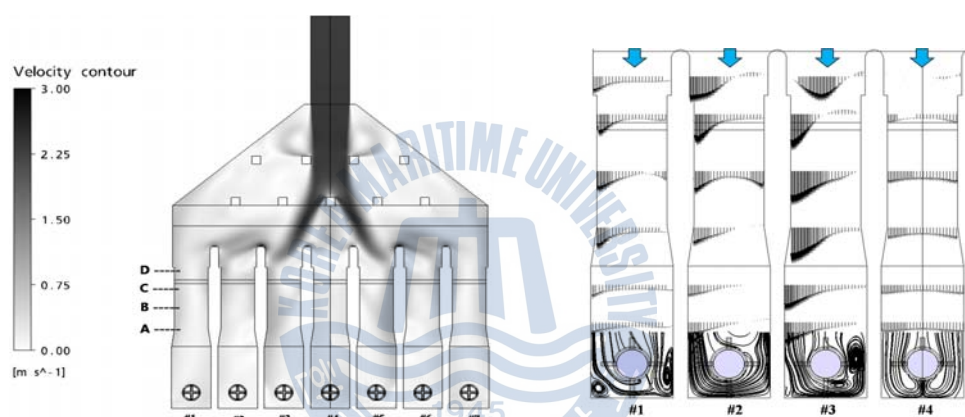
$$S_v = \sqrt{\frac{\int_A (v - \bar{v})^2 dA}{A}} / \bar{v} * 100\% \quad (5.29)$$

여기서,  $v$ 는 국부 속도이며,  $\bar{v}$ 는 단면 A의 평균속도이다. 식 5.29를 이용하여 계산 결과는 Table 5.3과 같다. Table 5.3은 각 흡수정 후벽에서 거리 1,500 mm ~ 400 mm 위치에 대한 단면의 유로방향에 대한 유동 균일성의 정량적인 값을 나타내고 있다. 흡입관 #3의 평균 유동 균일성은 133.2%로 유로 채널 단면에서 평균유속에 대한 국부 유속의 표준편차가 가장 크게 나타났으며, 이로 인하여 흡입관 #3에서 가장 높은 와도와 선회류가 발생한다. 흡수정 입구에서 흡입관으로 갈수록 유동 균일성이 점차 증가하는 경향을 보이며, 흡수정 입구에서 가장 높은 값을 갖는다. 이는 흡수정으로 접근하는 비대칭적인 속도 분포로 인한 것으로 가장 높게 나타난다.

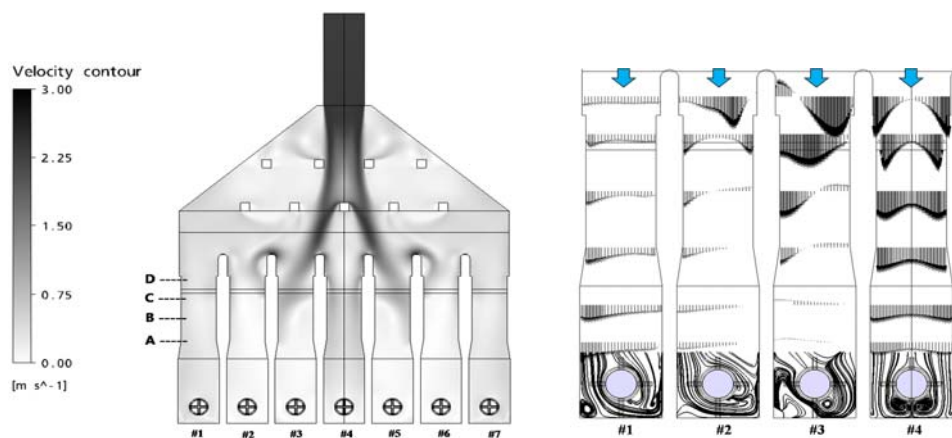




(a)  $Z = 100$  mm



(b)  $Z = 300$  mm



(c)  $Z = 500$  mm

Fig. 5.30 Velocity distribution of the pump station



**Table 5.3 Approach mean velocity into the intake pipe**

distance from back wall in the sump	Sump 1	Sump 2	Sump 3	Sump 4
910 mm	0.258	0.259	0.259	0.252
1100 mm	0.259	0.259	0.259	0.253
1300 mm	0.259	0.259	0.259	0.266
1500 mm	0.259	0.259	0.259	0.262

(unit: m/s)

**Table 5.4 Flow uniformity of x-z plane from the back wall in the sump**

(unit : %)

distance from back wall in the sump	Sump 1	Sump 2	Sump 3	Sump 4
400 mm	43.6	86.7	123.6	32.3
500 mm	47.4	75.4	125.4	44.8
600 mm	49.2	70.9	126.3	53.2
1100 mm	47.1	77.1	125.4	62.9
1300 mm	51.8	82.3	141.9	69.5
1500 mm	60.4	103.3	156.6	80.9
Ave. value	49.9	82.6	133.2	57.3

## 5.2 자유표면 보텍스발생 저감효과

자유표면으로부터 발생하는 보텍스의 발달은 직접적으로 공기를 흡입관으로 유입시키므로 원천적으로 자유표면에서 보텍스가 발생하지 않는 구조 또는 AVD가 설치되어야 한다. 이러한 자유표면으로부터 발생하는 보텍스에 대한 AVD의 영향을 수행하기 위하여 현재 설치되어 운전되고 있는 K.사의 취수장 설비구조인 펌프장에 대하여 수치해석적 접근 방법으로 수행하였다. 기 설치된 펌프장의 펌프 운전 조합에 따른 각 흡수정에서 발생하는 자유표면에서 발생하는 보텍스를 모사하였으며, 이러한 보텍스를 제거하기 위한 여러 형태의 AVD와 수문고의 형상 변화에 대한 자유표면 보텍스 저감효과를 수행하였다.

### 5.2.1 자유표면 보텍스 저감해석을 위한 형상 및 격자

그림 5.31은 자유표면 보텍스에 대한 저감 해석을 위한 취수장의 평면도로서 흡입관이 총 10대가 설치되어 있다. 흡수정과 연결된 파이프 끝단에는 펌프가 설치되어 있으며, 이 중 한 대는 상시 가동되지 않고 비상용으로 사용된다. 각 흡수정은 자유표면으로부터 발생하는 보텍스를 저감하기 위한 bar 형태의 AVD가 설치되어 있다. 펌프장으로 유입되는 유동은 펌프장 2개의 입구로부터 흡수정 1단의 2개의 수문고를 거쳐 2단의 흡수정의 6개의 수문고를 통하여 3단의 각 흡수정 흡입관으로 유입된다. 각 흡수정 흡입관 중심부 아래에는 수중 보텍스를 제거하기 위한 일자형의 AVD가 설치되어 있다. 그림 5.32는 본 해석을 위한 벨 마우스 형상과 치수를 나타내고 있다. 벨마우스 형상은 일자형이며, 직경은 800 mm이다. 그림 5.33은 수치해석을 수행하기 위한 형상이며, 그림 5.34는 본 해석에 적용된 공간격자계를 보여주고 있다. 격자형태는 tetra 격자를 적용하였으며, 벽근처의 속도 구배를 모사하기 위해 벽면쪽으로 prism 격자를 생성하였다. 사용된 격자수는 해석 형상에 따라 약 200만 ~ 280만 노드가 사용되었다. 그리고 초기 계산의 안정성을 확보하기 위하여 물과 공기의 경계면과

Technical drawing of a sewerage treatment plant layout. The plan view shows a main sewerage line with various structures and dimensions. The layout includes a series of rectangular structures, likely aeration tanks, connected by a main sewerage line. Dimensions are provided in meters (m) and millimeters (mm). The drawing also shows a cross-section of the main sewerage line, indicating a diameter of 1,000 mm. The layout is oriented horizontally, with the main sewerage line running from left to right. The drawing is a technical drawing, showing precise dimensions and structural details.

Fig. 5.32 Bell-mouth sketch in the pump station (K-water)

A 3D schematic of a multi-channel microfluidic device. The device is composed of three main layers. The top layer is a dark gray plate with two vertical inlet tubes. The middle layer is a lighter gray plate with a central channel. The bottom layer is a dark gray plate with ten outlets, labeled #1 to #10. The outlets are arranged in two rows of five, with the top row labeled #10 to #6 and the bottom row labeled #5 to #1. The outlets are connected to the middle layer by vertical channels.



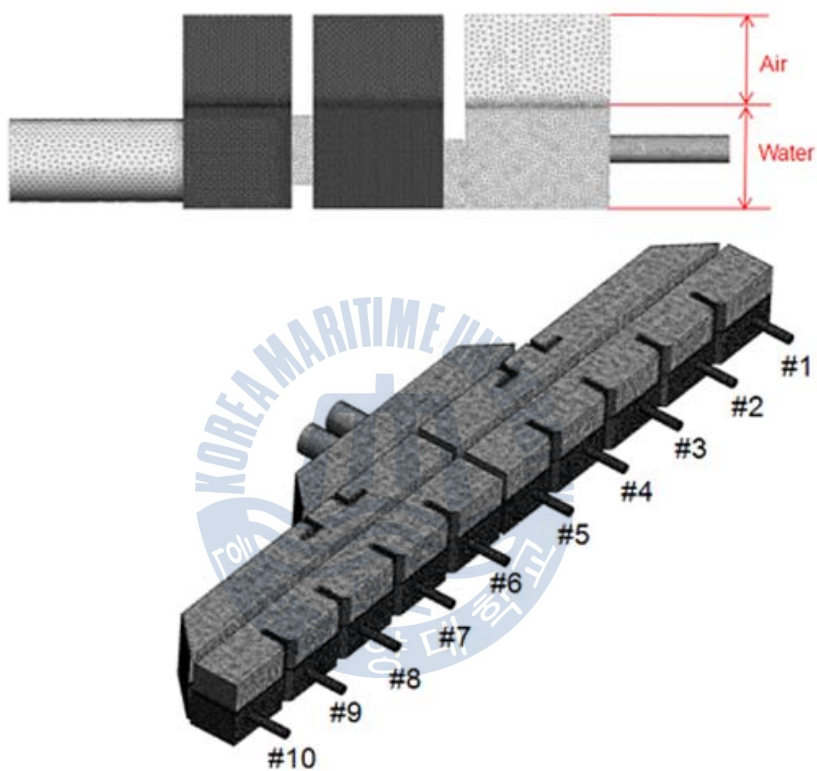


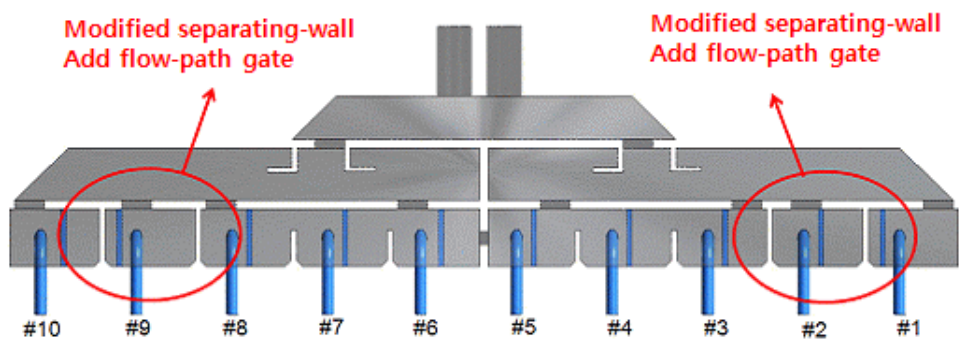
Fig. 5.34 Pump station grid for the free surface vortex calculation

### 5.2.2 펌프 가동 조건 및 유량

Table 5.5와 그림 5.35 ~ 5.39은 본 해석에 사용된 펌프의 조합 가동 조건과 자유표면에서 발생하는 보텍스를 저감하기 위한 AVD의 형태이다. Case 1 ~ Case 5는 취수장의 원형 펌프장의 운전 조건으로 각각의 펌프 운전 조합 및 유량 변화에 의한 자유표면으로부터 보텍스의 발생 여부를 수행하기 위한 것이다. 이 조건은 실제 펌프가 운전되는 조건과 동일하며, 펌프 #10은 평상시 운전되지 않는다. 그리고 자유표면으로부터 보텍스가 발생하는 지점을 예상하여 bar 형태의 AVD가 각각의 흡수정 흡입관 부위에 설치되어 있다. Case 6은 그림 5.35와 같이 펌프 #1과 #2, #2와 #3 사이의 통과되지 않은 격벽을 펌프사이를 분리하기 위한 격벽으로 수정한 것이며, 동일한 방법으로 펌프 #8과 #9, #9와 #10 사이의 기존 형상의 격벽에 대하여 수정한 형상이다. 그리고 나머지의 격벽은 기존형상과 동일하다. 흡수정 #2와 흡수정 #9로 유동이 통과하는 수문고를 추가 하여 총 8개의 수문고를 갖는다. 이는 흡수정으로 유입되는 유동의 패턴을 달리하여 흡입관 주위의 자유표면으로부터 발생하는 보텍스를 살펴보기 위함이다. 그리고 펌프의 운전은 격벽의 수정과 수문고가 추가된 흡수정 #4, #5, #8, #9에서 이루어진다. Case 7은 그림 5.36과 같이 기존형상에 펌프 #1, #2, #3, #4 사이의 격벽 수정과 펌프 #7, #8, #9, #10 사이의 격벽을 수정하였으며, 펌프 #5과 #6의 수문고를 확장한 형상이다. 유동이 펌프장으로 유입되는 경우 수문고를 통하여 흡입관으로 유입되므로 수문고를 통한 편류를 줄이기 위하여 이와 같이 적용되었다. 그리고 펌프 운전 조건은 모든 펌프가 작동하는 것으로 하였다. Case 8은 그림 5.37과 같이 펌프 #4와 펌프 #9의 자유표면 아래에 수평 baffle AVD를 설치한 경우이며, 펌프의 운전은 #2, #4, #7, #9가 운전된다. 그리고 운전되는 #2와 #7은 기존형태의 AVD인 bar 형태의 AVD가 적용된 경우이다. Case 9와 case 10은 그림 5.38과 같이 기존의 bar 형태인 AVD 대신 수직 baffle AVD가 설치된 경우이다. Case 11은 그림 5.39와 같이 십자형의 baffle AVD가 기존 바 형태의 AVD 위치에 설치된 경우이다.

**Table 5.5 Various combinations of operating pumps and flow rate**

Item		#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	Remarks
CASE 1	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	-prototype geometry
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	-	-	4,725	4,725	-	-	4,725	4,725	
CASE 2	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	-	-	4,770	4,700	-	-	4,770	4,770	
CASE 3	Operating Condition	X	0	X	X	0	0	X	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	4,725	-	-	4,725	4,725	-	4,725	-	
CASE 4	Operating Condition	0	0	0	X	0	0	0	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	4,377	4,377	4,377	-	4,377	4,377	4,377	4,377	-	
CASE 5	Operating Condition	0	X	0	X	0	0	X	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	4,647	-	4,647	-	4,647	4,647	-	4,647	-	
CASE 6	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	-Modify seperated-wall
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	-	-	4,725	4,725	-	-	4,725	4,725	-Add flow-path gate
CASE 7	Operating Condition	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-Modify seperated-wall
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	4,725	4,725	4,725	4,725	4,725	4,725	4,725	4,725	4,725	-Modify flow-path gate
CASE 8	Operating Condition	X	0	X	0	X	X	0	X	0	-Add horizontal baffle(#4,#9)
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	4,770	-	4,770	-	-	4,770	-	4,770	
CASE 9	Operating Condition	X	0	X	0	0	X	X	0	0	-Add vertical baffle(#1~#10)
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	4,647	-	4,647	4,647	-	-	4,647	4,770	
CASE 10	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	-	-	4,770	4,770	-	-	4,770	4,770	
CASE 11	Operating Condition	X	0	X	0	0	X	0	0	X	-Add cross type baffle
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	-	4,647	-	4,647	4,647	-	4,647	4,647	-	



5.35 Prototype geometry with modifying separated wall and adding flow-path gate (Case 6)

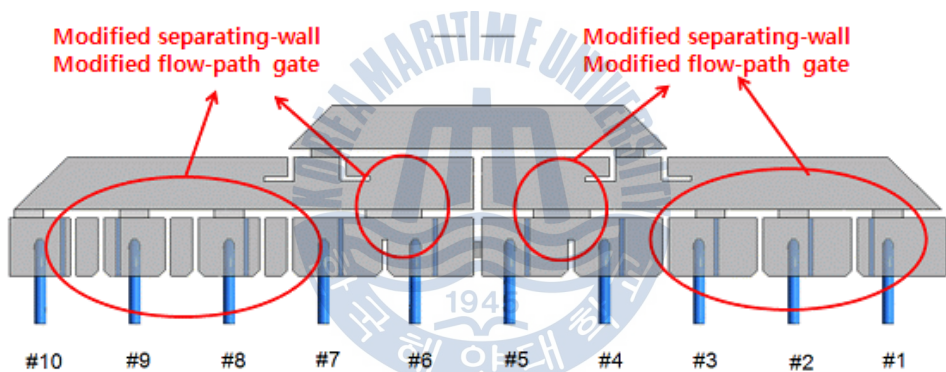


Fig. 5.36 Prototype geometry with modifying separated wall and flow-path gate (Case 7)

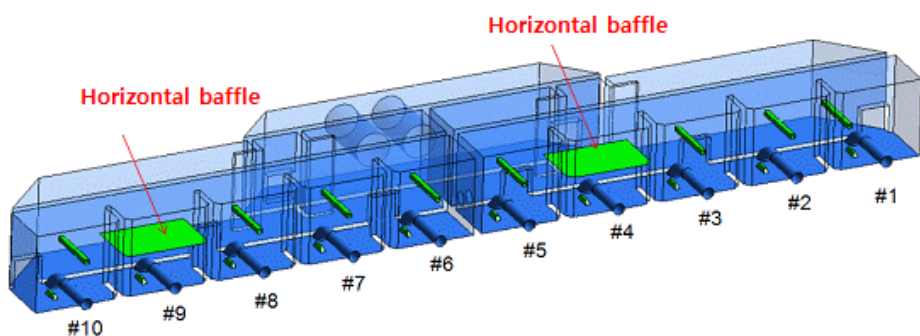


Fig. 5.37 Prototype geometry with horizontal baffle (Case 8)



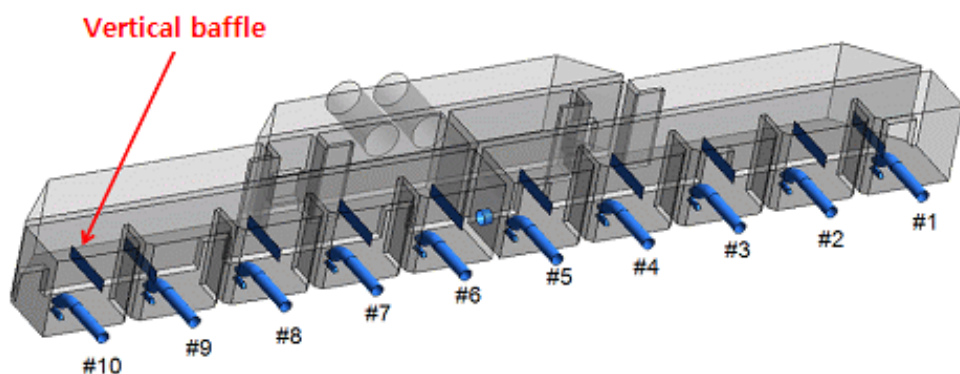


Fig. 5.38 Prototype geometry with vertical baffle (Case 9, 10)

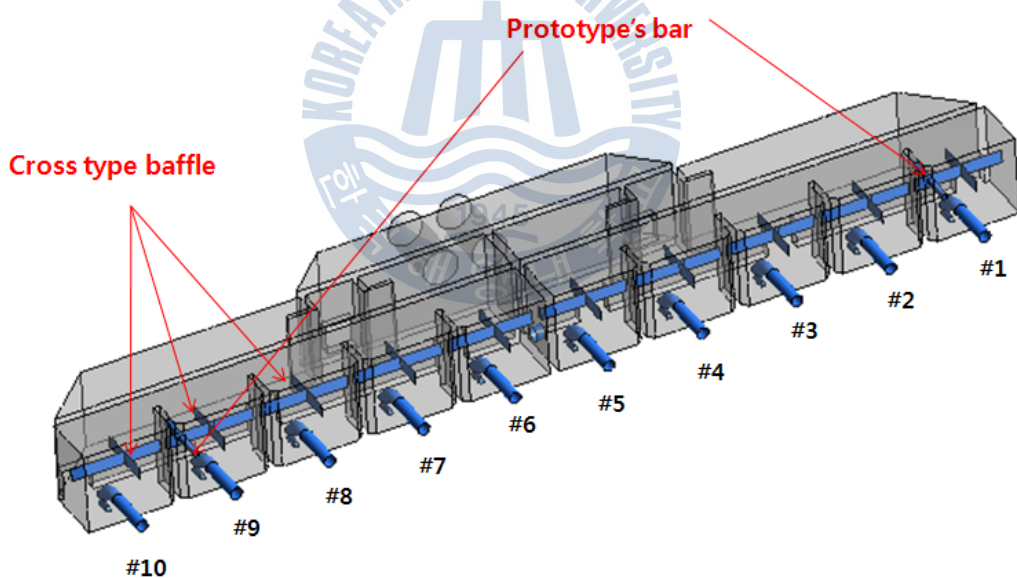


Fig. 5.39 Prototype geometry with cross-type baffle (Case 11)



### 5.2.3 수치해석을 위한 경계조건

본 해석은 자유표면을 모사하여야 하므로 작동유체는 25℃의 물과 25℃의 공기를 사용하였다. 그리고 밀도차에 의한 유동이 발생하여야 하므로 부력 모델을 적용하였다. 난류모델은  $k-\varepsilon$  난류모델을 적용하였으며, 자유표면의 구현을 위하여 Homogeneous 모델과 free surface 모델을 적용하였다. 각각의 흡수정에 설치된 흡입관 출구 조건으로는 질량유량 조건을 적용하였으며 흡수정으로 유입되는 곳은 opening 조건으로서 압력을 적용하였다. 그리고 상부에는 공기의 유입과 유출이 허락 되도록 opening 압력 조건을 적용하였다. 자유표면을 해석하기 위하여 물과 공기의 영역을 지정하여야 하며, 본 해석은 높이방향 3.7 m를 기준으로 하부는 물, 상부는 공기의 유체가 적용되도록 CFX의 CEL을 사용하여 적용하였다. 또한 물의 영역에서는 정수압이 작용하도록 초기조건을 설정하여 정상상태로 계산을 수행하였다.

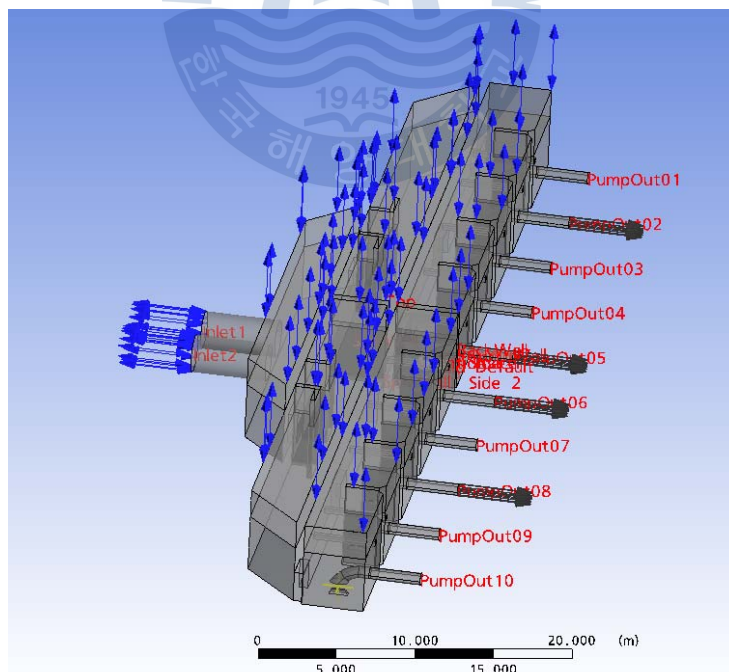


Fig. 5.40 Boundary condition for the free surface vortex

#### 5.2.4 자유표면 높이

그림 5.41 ~ 5.45는 원동 취수장 형상의 원형형상에 대한 case 1 ~ case 5의 펌프 조합 운전과 유량 조건에 따른 결과로서 물과 공기의 경계면인 자유표면 높이를 나타내고 있다. 그림 5.41의 case 1 결과에서는 펌프 #1~#3의 흡수정 수면 높이가 펌프 #4 ~ #9의 흡수정 수면 높이보다 평균적으로 높게 나타났다. 이는 펌프 #1 ~ #3까지는 펌프가 작동되지 않으므로 상대적으로 높게 나타난다. 2단의 흡수정의 수문고 출구를 나온 유동은 벽면에 부딪치게 되며 이 방향으로 가장 수면 높이가 높게 된다. 특히 펌프가 작동중인 #4, #8, #9에서 수면 높이가 가장 낮게 나타났으며, 이 펌프에서 자유표면 와류가 발생하여 펌프의 흡입관으로 유입될 가능성이 높은 것으로 보인다. 작동중인 펌프 #5에서 수면 높이가 다른 작동중인 펌프의 수면 높이에 비해 높게 나타나는 것은 펌프 #6의 흡수정과 연결되어 있는 관로로 유량이 유입되어 펌프 #5, #6이 설치되어 있는 흡수정의 수면높이가 평형을 이루기 때문이다. 그림 5.42 case 2의 결과는 case 1의 조건 중 유량이 약간 증가한 조건의 자유표면 높이를 나타낸 것이며, case 1의 결과와 유사한 자유표면 높이 분포를 나타내고 있다. 그림 5.43의 case 3 결과는 펌프 #2를 제외한 각 흡수정의 평균 자유표면 높이는 비슷하게 나타나며, 작동중인 펌프 #2에서 국부적으로 자유표면 높이가 낮게 나타났다. 그림 5.44의 case 4 결과에서는 작동 펌프의 대수 차이로 인하여 펌프 #1 ~ #5의 흡수정에 대한 자유표면 높이가 다른 작동중인 펌프 흡입관 자유표면 높이보다 낮게 나타났으며, 작동중인 펌프 #1, #7에서 국부적으로 자유표면 높이가 낮게 나타났다. 그림 5.45 case 5의 결과에서는 펌프 #1 ~ #5의 흡수정의 자유표면 높이가 낮게 발생하였다. 그리고 작동중인 펌프 #1에서 국부적으로 낮은 자유표면이 발생하였다. 그림 5.46의 Case 6 결과는 작동중인 펌프 #4, #5, #8, #9의 자유표면 높이가 낮게 나타났으며, 특히, 펌프 #4, #5, #8의 흡수정에서 국부적으로 자유표면 높이가 낮게 나타났다. 그림 5.47의 case 7 결과에서는 펌프 #3, #8, #9의 흡수정에서 자유표면 높이가 낮게 나타났다. 그리고

결과상으로 가장 높게 나타나는 부분은 격벽에 의하여 흡수정이 분리된 형상에 의한 유동의 입출입이 없는 곳이다. 그림 5.48의 case 8 결과에서는 전체적으로 각 펌프 흡수정의 자유표면 높이가 유사하게 나타났으나, 펌프 #2의 우측 부분에서 국부적으로 자유표면 높이가 낮게 나타났다. 그림 5.49 case 9에서는 비균등한 흡수정의 유량 조건으로 인하여 펌프 #1 ~ #5 흡수정의 높이가 다른 펌프 흡수정의 자유표면 높이 보다 낮게 나타났다. 또한 펌프 #2, #4, #5에서 국부적으로 자유표면 높이가 낮게 보이고 있다. 그림 5.50의 case 10 결과에서는 펌프 #4, #5 흡수정의 자유표면 높이가 펌프 #8, #9의 흡수정의 자유표면 높이 보다 높게 나타났다. 이는 관로 저항이 상대적으로 크게 작용하기 때문이다. 그림 5.51은 case 11 결과로서 펌프 #6 ~ #9의 흡수정의 유량보다 펌프 #1 ~ #5 흡수정 유량이 더 많음으로서 자유표면 높이가 낮게 나타난다. 이상의 결과와 같이 운행중인 펌프의 흡수정에서는 상대적으로 다른 펌프의 흡수정에 비해 자유표면 높이가 낮게 나타나며, 특히 운행중인 각각의 흡수정 자유표면에서 국부적으로 낮은 자유표면이 나타나는 경우, 이 영역에서 자유표면파가 발생 할 것으로 판단된다.

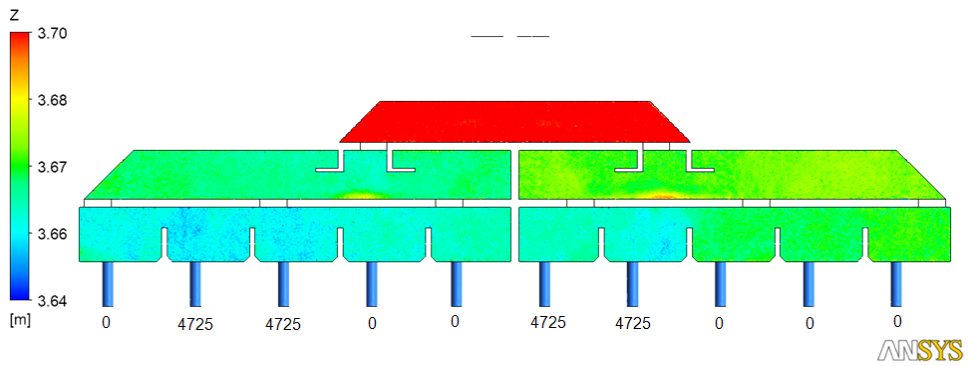


Fig. 5.41 Free surface height for the case 1

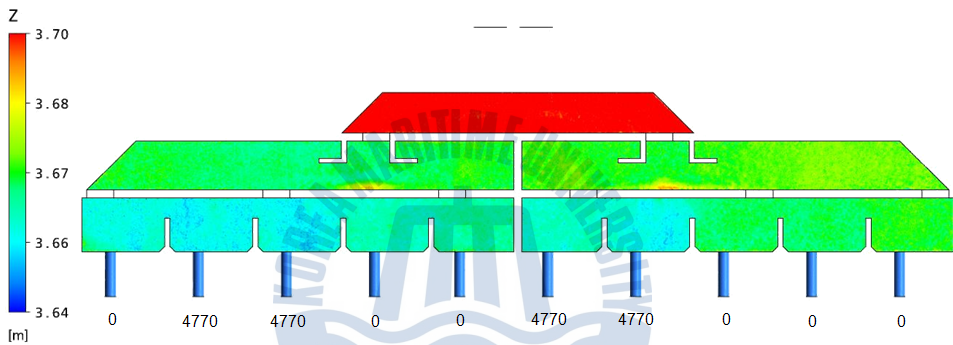


Fig. 5.42 Free surface height for the case 2

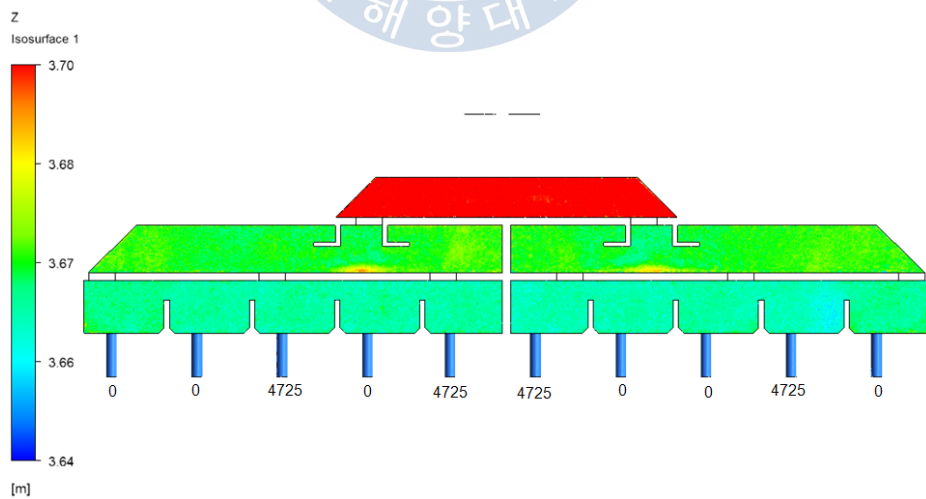


Fig. 5.43 Free surface height for the case 3

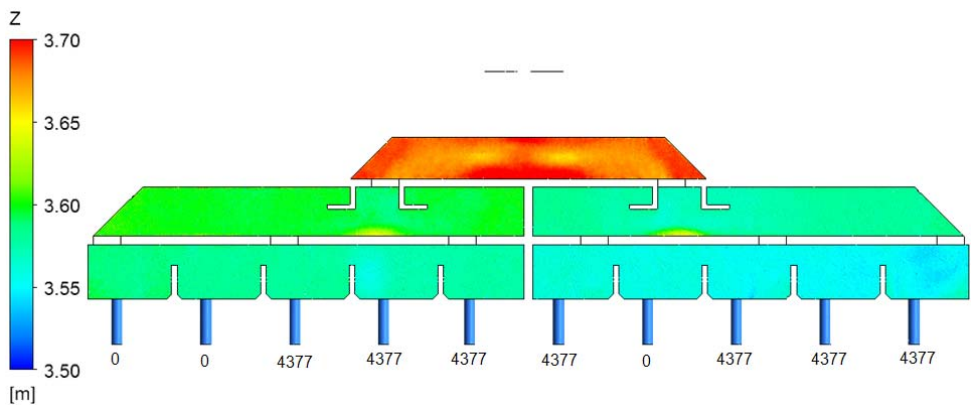


Fig. 5.44 Free surface height for the case 4

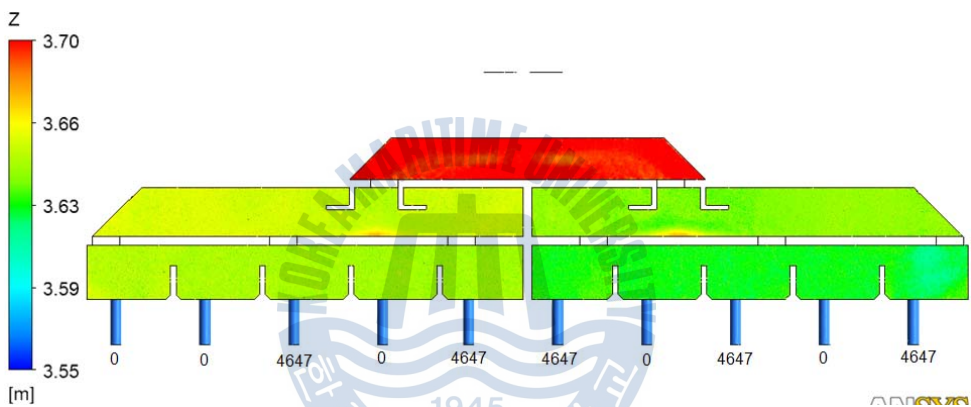


Fig. 5.45 Free surface height for the case 5

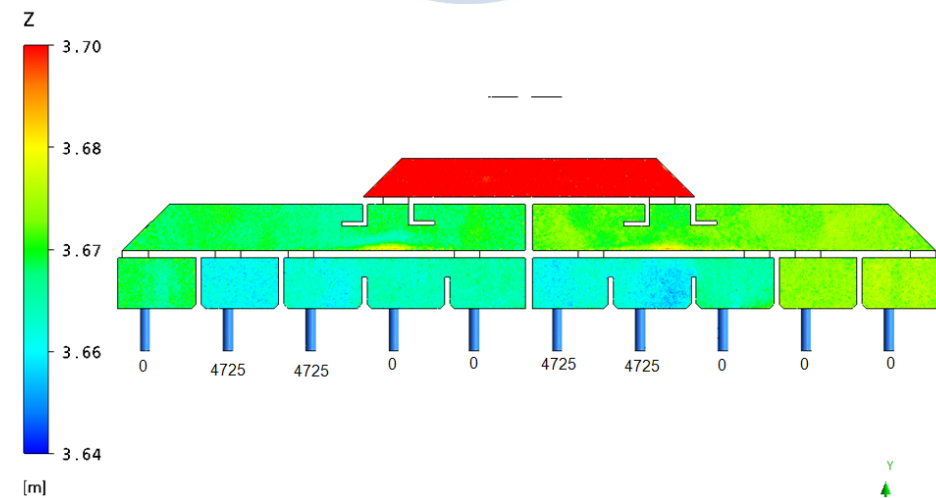


Fig. 5.46 Free surface height for the case 6

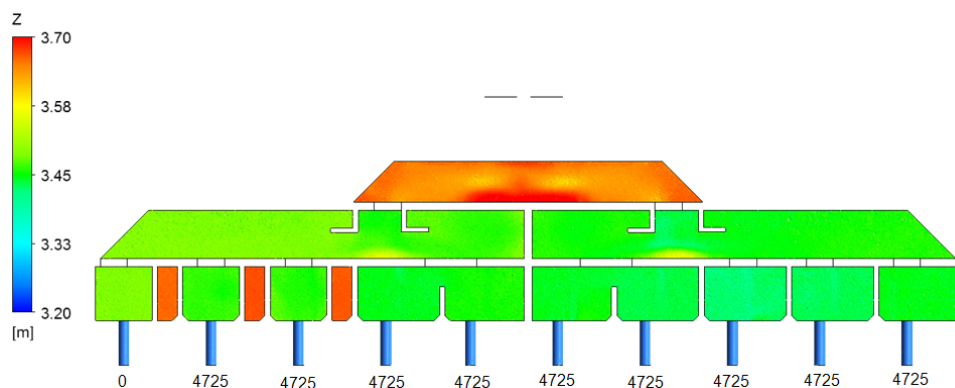


Fig. 5.47 Free surface height for the case 7

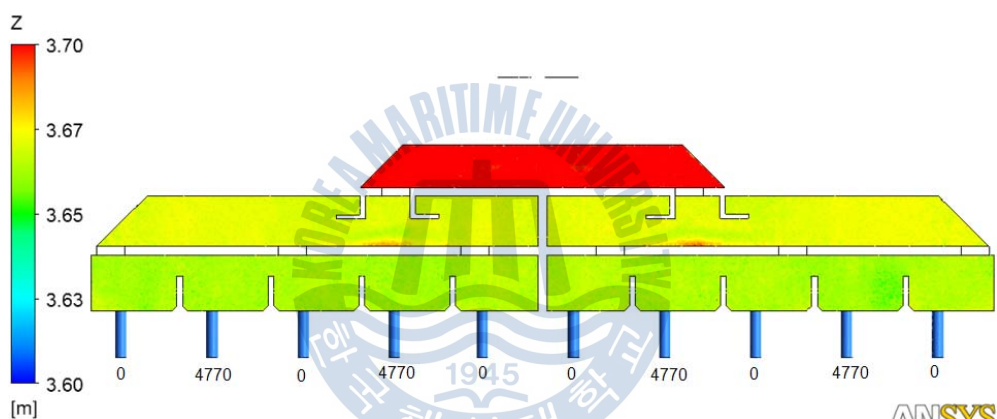


Fig. 5.48 Free surface height for the case 8

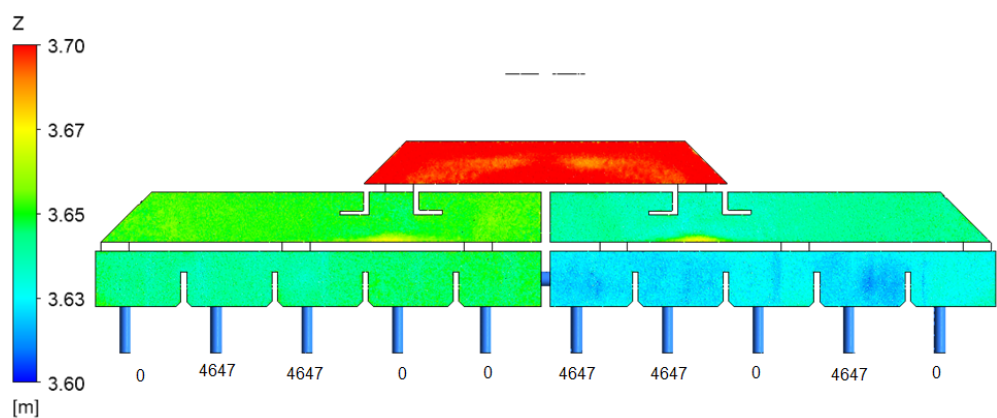


Fig. 5.49 Free surface height for the case 9



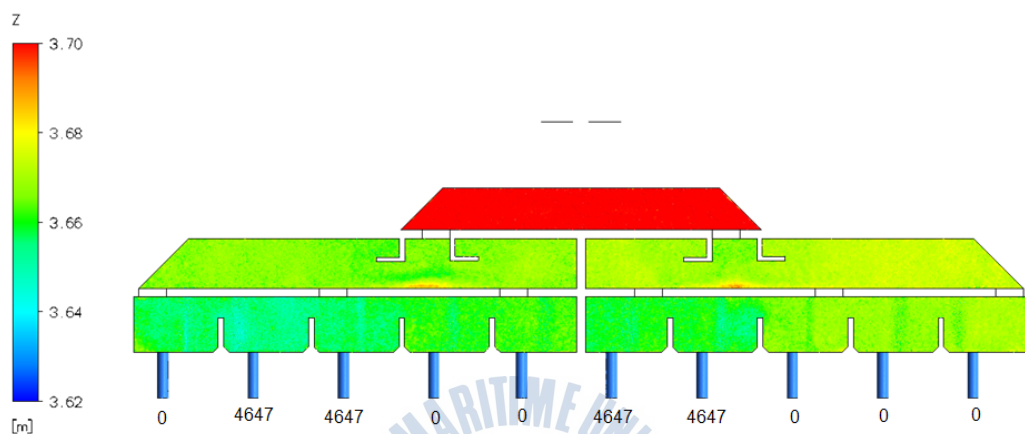


Fig. 5.50 Free surface height for the case 10

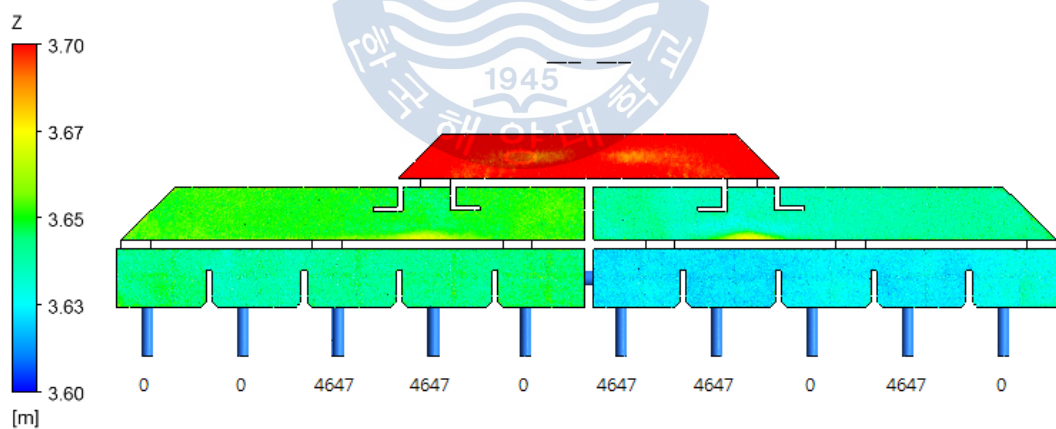


Fig. 5.51 Free surface height for the case 11

### 5.2.5 자유표면에서의 속도분포

그림 5.52 ~ 5.62는 case 1~case 11에 대한 펌프 조합 운전과 유량에 대한 결과로서 작동중인 펌프 흡수정의 자유표면상의 속도벡터를 나타낸 것이다. 그림 5.52 case 1에서는 자유표면 보텍스가 펌프 #4, #8, #9에서 발생하였다. 펌프 #4의 흡입관으로 유입되는 편류로 인하여 AVD가 설치되어 있는 우측 하단에서 강한 보텍스가 발생하며, 펌프 #8, #9의 흡입관 상부에서 보텍스가 발생하였다. 펌프 #5에서는 흡입관으로 유입될 만한 보텍스는 발생하지 않았다. 그림 5.53의 case 2 결과는 case 1의 결과와 유사하게 나타났다. 그림 5.54 case 3 결과에서는 펌프 #2, #5에서 와류가 나타났으며, 펌프 #2의 AVD 우측에서 발생한 보텍스의 세기가 상대적으로 펌프 #5에서 발생하는 것보다 강하게 나타났다. 펌프 #6, #8에서는 자유표면 보텍스가 발생하지 않았다. Case 1, 2의 펌프 #4에서 발생하는 보텍스와 case 3의 펌프 #2에서 발생하는 보텍스는 흡입관으로 유동이 유입 될 때, 편류의 원인으로 발생하는 보텍스이다. 그림 5.55 case 4에서는 펌프 #1, #2, #7에 자유표면 보텍스가 관찰되었다. 펌프 #1에서 발생하는 와는 펌프 #2 흡수정으로 유동이 흘러가는 편류에 의하여 흡입관 위쪽에서 보텍스가 발생하며, 펌프 #2에서 발생하는 자유표면 보텍스는 펌프 #1에서 펌프 #2로 유동이 흘러가는 동안 생기는 편류에 의한 것이다. 그림 5.56의 case 5 결과에서는 펌프 #1, #3, #5에서 발생하며 상대적으로 펌프 #3, #5에서 약한 자유표면 보텍스가 발생하였다. 그림 5.57 case 6에서는 격벽의 영향과, 수문고의 영향으로 인하여 작동중인 모든 펌프 흡수정에서 보텍스가 발생하였다. 그림 5.58 case 7에서는 펌프 #2, #8, #9에서 자유표면 보텍스가 발생하였다. 펌프 #2에서 상대적으로 약한 보텍스가 발생하였다. Case 4의 펌프 #2 흡수정에서 발생하는 보텍스 위치와 case 7의 펌프 #2 흡수정의 보텍스 위치는 펌프 #1에서 #2의 흡수정 쪽으로 편류의 발생 유무에 따라 상이하게 나타났다. 그림 5.59의 case 8 결과에서는 자유표면 아래 수평 baffle 설치된 경우, 자유표면에서는 보텍스가 발생하지 않았으나, 수평 baffle이 설치되지 않



은 경우, 펌프 #2 흡수정에서 흡수정 #1에서 흡수정 #2의 유로구조로 인한 편류로 보텍스가 발생하였다. 그림 5.60 case9에서는 펌프 #2, #5, #8에서 보텍스가 관찰되었다. 그림 5.61 case 10에서는 펌프 #4, #8, #9에서 자유표면 보텍스가 나타났다. Case 9, 10은 수직 baffle AVD를 기준으로 좌우 유동 구조 패턴이 나타났다. 그리고 그림 5.62의 case 11결과에서는 운행중인 펌프 흡수정에서는 자유표면 보텍스는 나타나지 않았다. 자유표면으로부터 발생하는 보텍스의 유무는 흡입관으로 유입되는 유동패턴, 즉 편류의 영향이 큰 것으로 보인다.



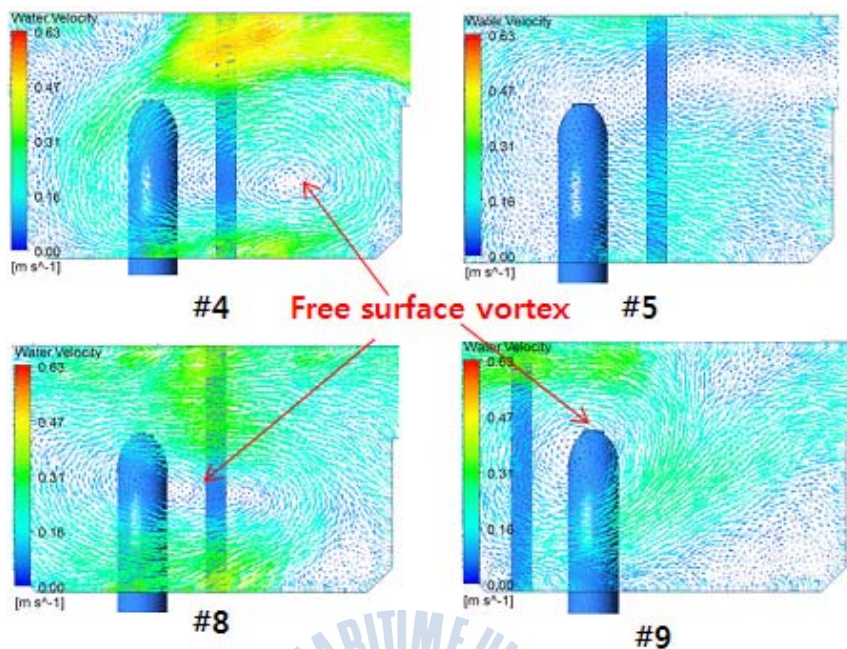


Fig. 5.52 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 1)

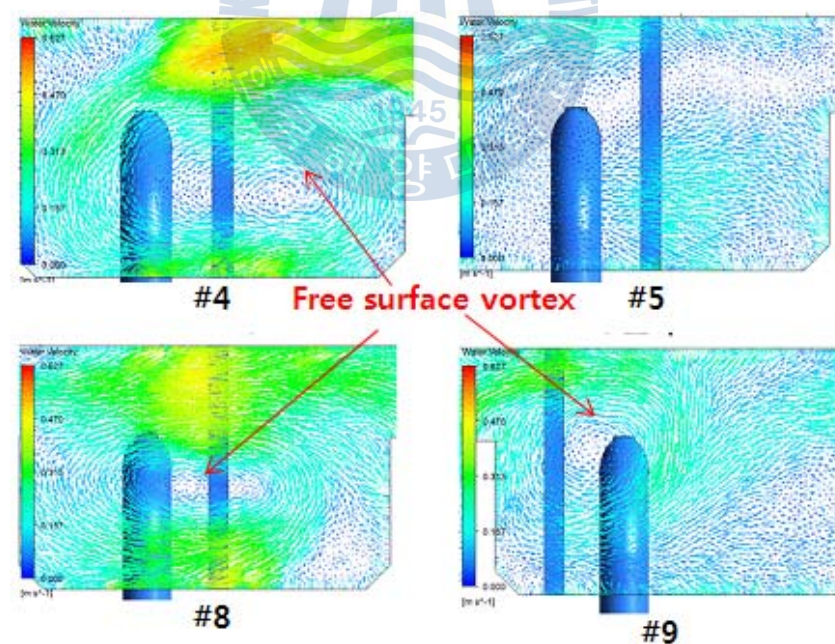


Fig. 5.53 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 2)

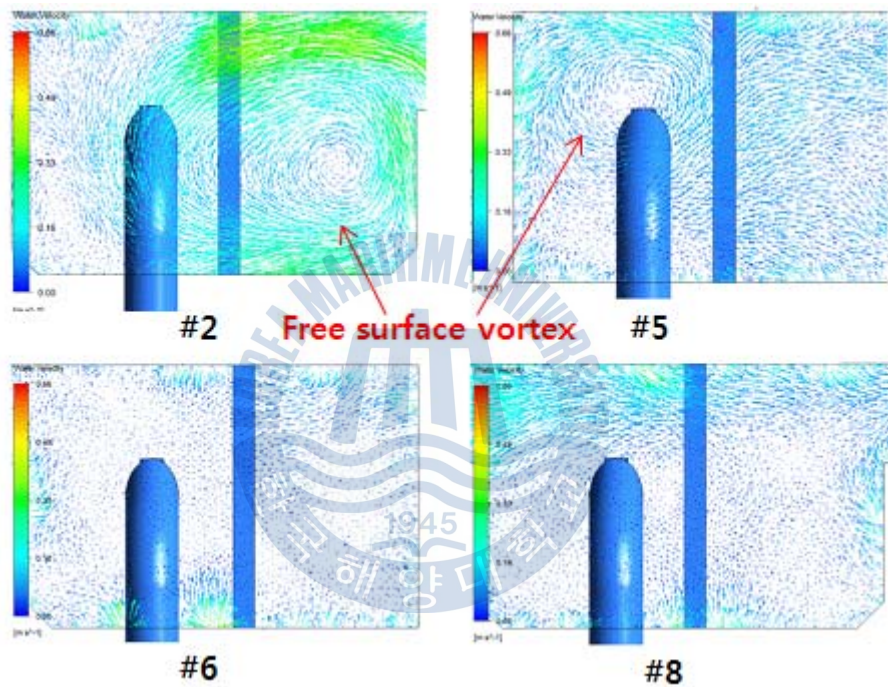


Fig. 5.54 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 3)



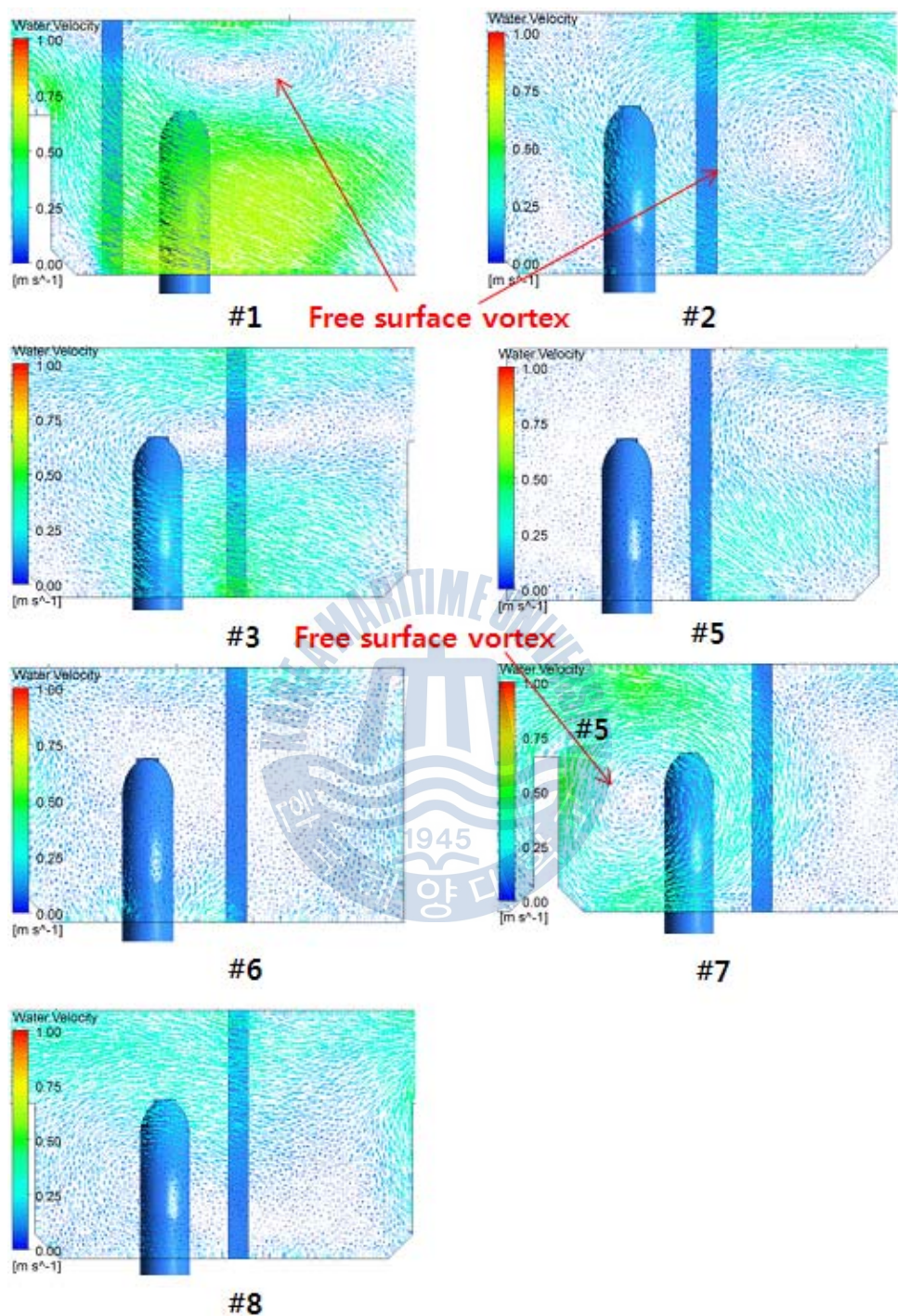


Fig. 5.55 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 4)

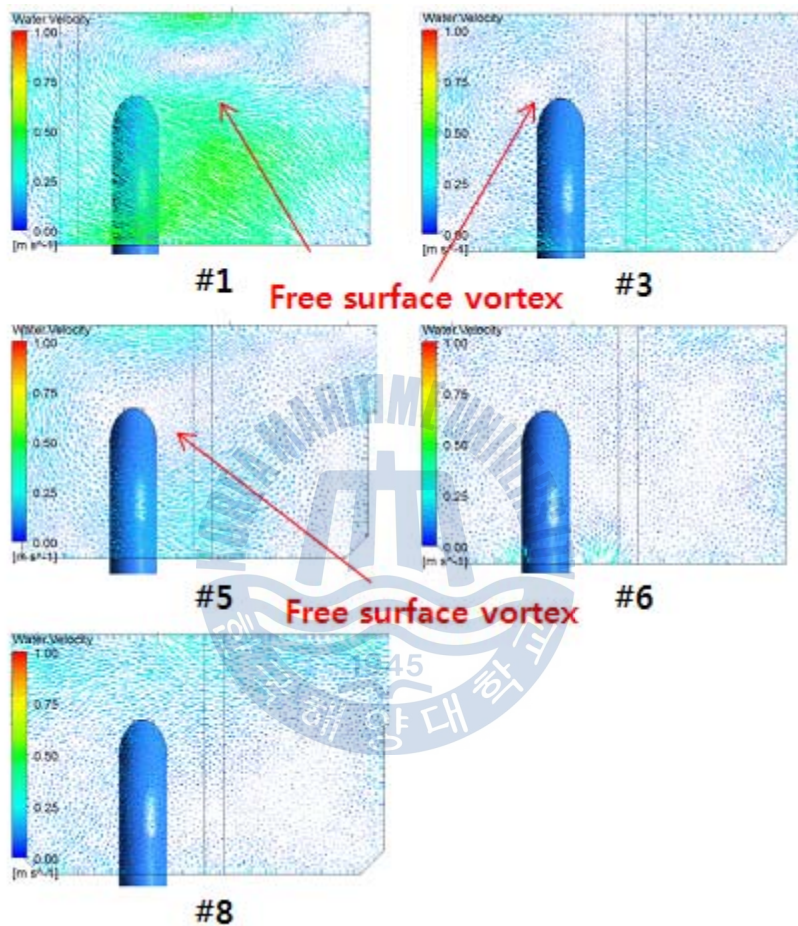


Fig. 5.56 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 5)



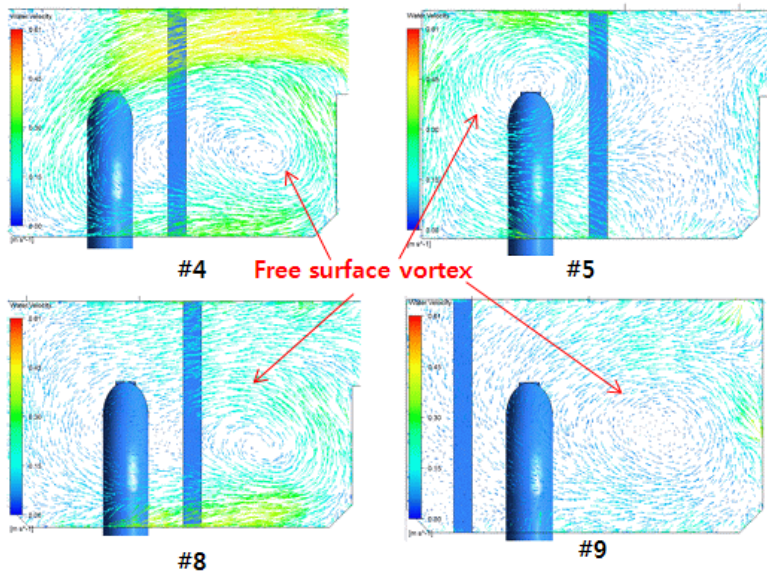


Fig. 5.57 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 6)

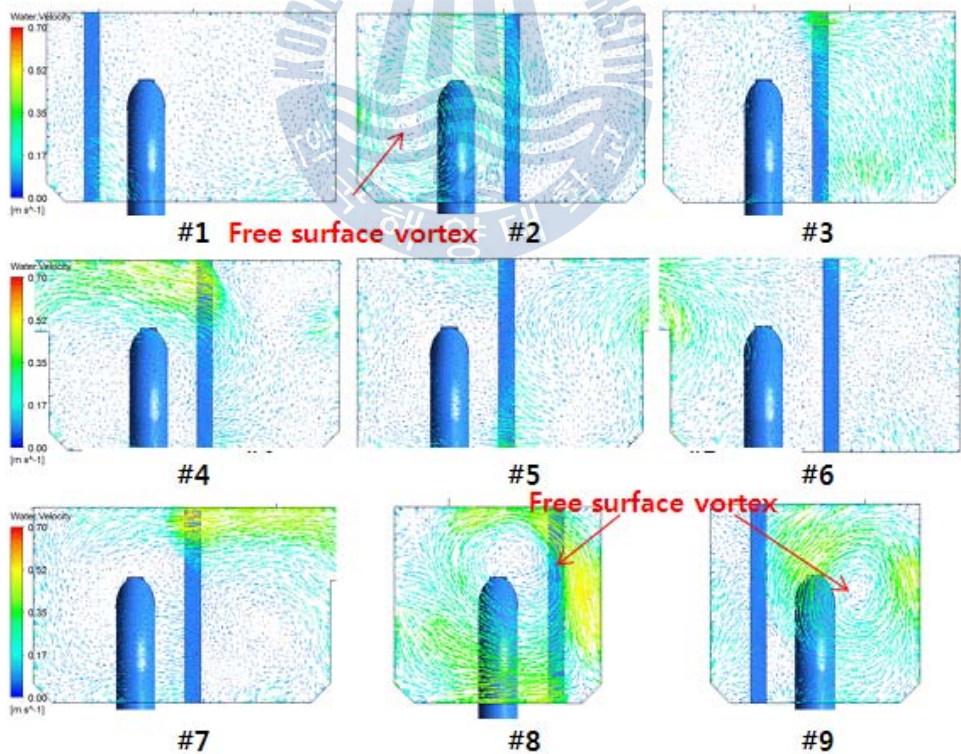


Fig. 5.58 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 7)

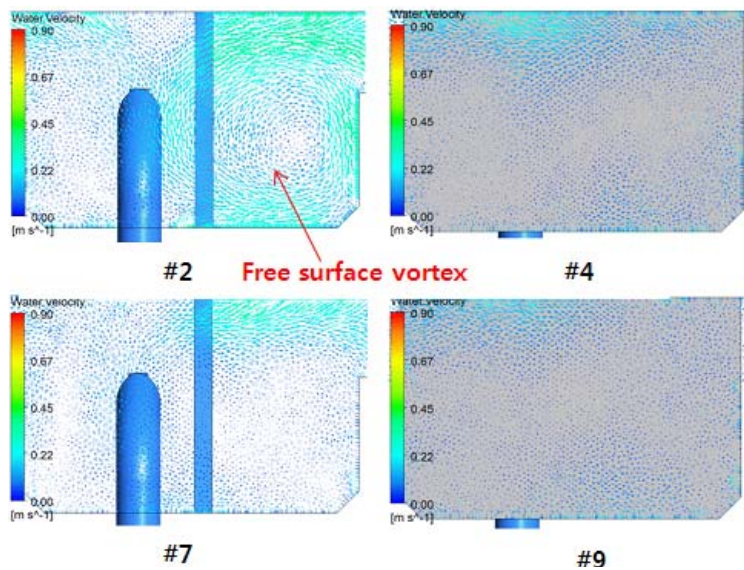


Fig. 5.59 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 8)

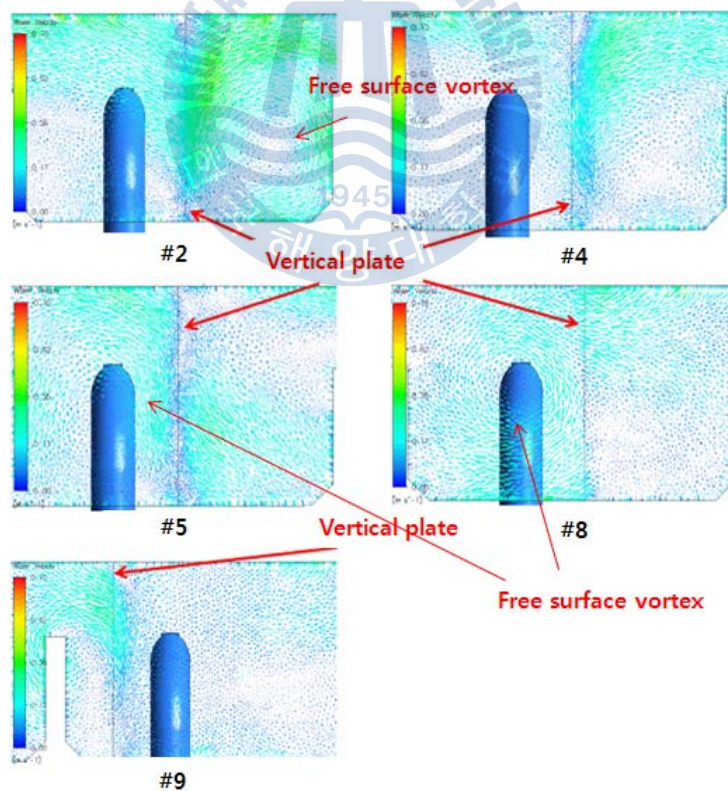


Fig. 5.60 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 9)



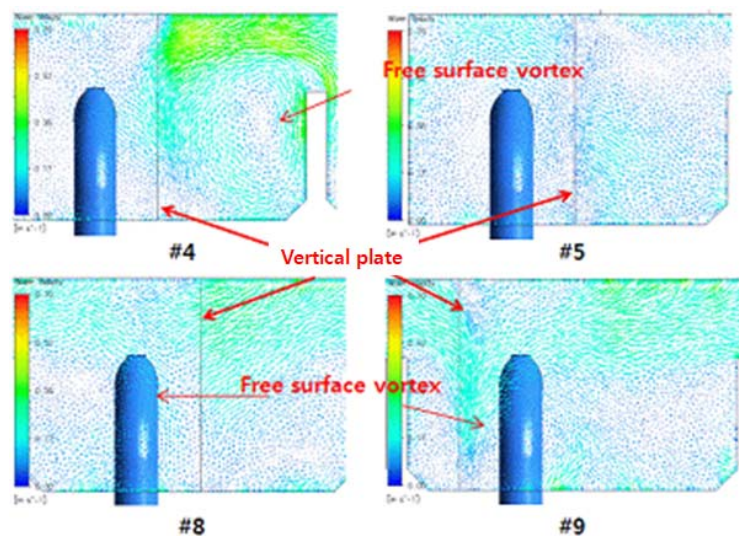


Fig. 5.61 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 10)

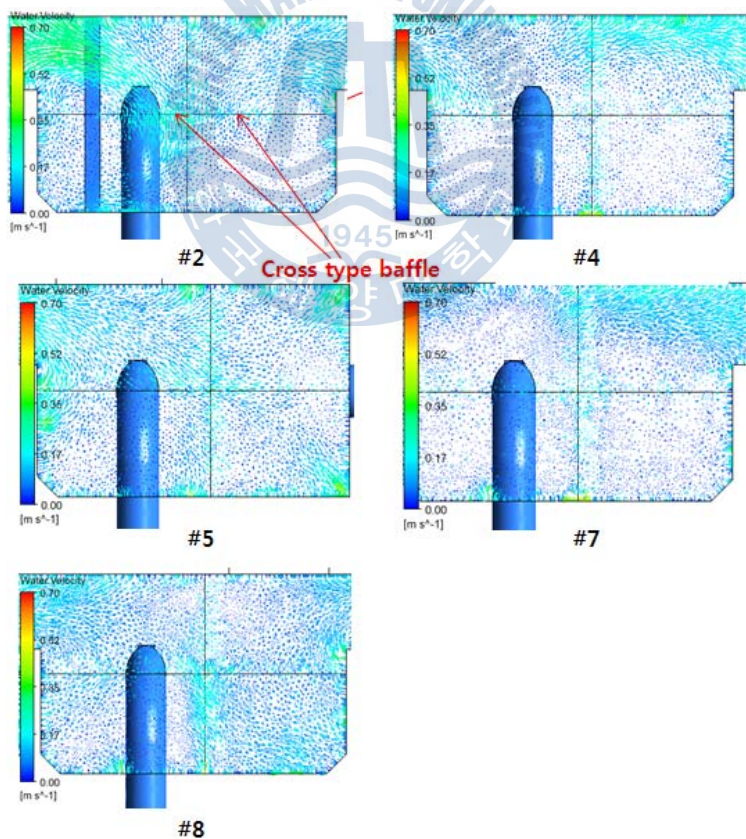


Fig. 5.62 Velocity vector on free surface of the operation pump (Case 11)



## 5.2.6 자유표면으로부터 발생하는 보텍스구조

흡수정의 자유표면에서 발생하는 보텍스는 자유표면 하부 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입된다. 이러한 선회류의 가속은 공기를 동반하게 된다. 선회류 구조를 살펴보기 위하여 그림 5.63 ~ 5.72와 같이 자유표면에서 보텍스가 발생하는 흡수정에 대하여 스트림라인으로 표현하였다. 그림 5.63의 case 1 흡수정 #4에서는 자유표면 보텍스를 저감하기 위해 설치된 bar 형태의 AVD 측면에서 보텍스가 발생하여 하부 선회류로 흡입관으로 유입된다. 흡수정 #8에서는 bar AVD 양측면에서 보텍스가 발생하여 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 흡수정 #9의 자유표면 아래에서는 선회류를 찾을 수 없으며, 자유표면에서 발생한 보텍스가 직선형으로 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 그림 5.64 case 2에서는 기 설치된 bar 근처 자유표면 하부에서 선회류가 형성되어 흡입관으로 유입되는 것을 알 수 있다. 그림 5.65 case 3 결과는 흡수정 #2 흡입관으로 선회류가 형성되어 유입되나, 흡수정 #5에서는 약한 선회류가 형성되어 흡입관으로 유입된다. 그림 5.66 case 4 결과에서는 펌프 #3을 제외한 나머지 흡수정 자유표면에서 보텍스가 발생하여 선회류로서 흡입관으로 유입된다. 그림 5.67의 case 5에서는 흡수정 #1에서 선회류가 발생하나, 흡수정 #3, #5에서는 약한 선회류가 발생하여 흡입관으로 유입된다. 그리고 흡수정 #5에서 보텍스 중심 부분에서 유동의 정체 영역이 발생한다. 그림 5.68 case 6의 결과로부터 모든 작동 펌프의 흡수정에서 선회류가 발생하며, 선회류 발생위치는 AVD 근처에서 발생하였으나 펌프 #9에서는 AVD와 떨어진 곳에서 발생하였다. 그림 5.69 case 7의 흡수정 #8, #9에서는 자유표면에서 와류가 발생하여 하부 선회류가 형성되어 흡입관 아래에서 가속되어 흡입관으로 유입된다. 그림 5.70 case 8 결과에서 흡수정 #2에서는 전형적인 선회류가 AVD 근처에서 발생하며 흡수정 #4, #9의 자유표면에서는 보텍스가 발생하지 않으나 수평 baffle AVD 하부에서 선회류가 발생하여 흡입관으로 유입된다. 흡수정 #4에서 수평 baffle AVD 하부에서 큰 선회류가 형성된다. 그러나 공기가 유입되는 것을 막는 수평

baffle AVD가 설치되어 있으므로 공기를 동반한 보텍스는 형성되지 않는다. 그림 5.71 case9와 그림 5.72 case 10에서는 선회류가 수직 baffle 측면에서 형성되었다. 그러나 case 10의 흡수정 #8서는 자유표면의 보텍스가 흡입관 쪽으로 짧은 선회류를 형성되어 흡입관으로 유입된다. Case 11의 경우 자유표면에서 보텍스가 형성되지 않으므로 보텍스 구조는 표현하지 않았다.



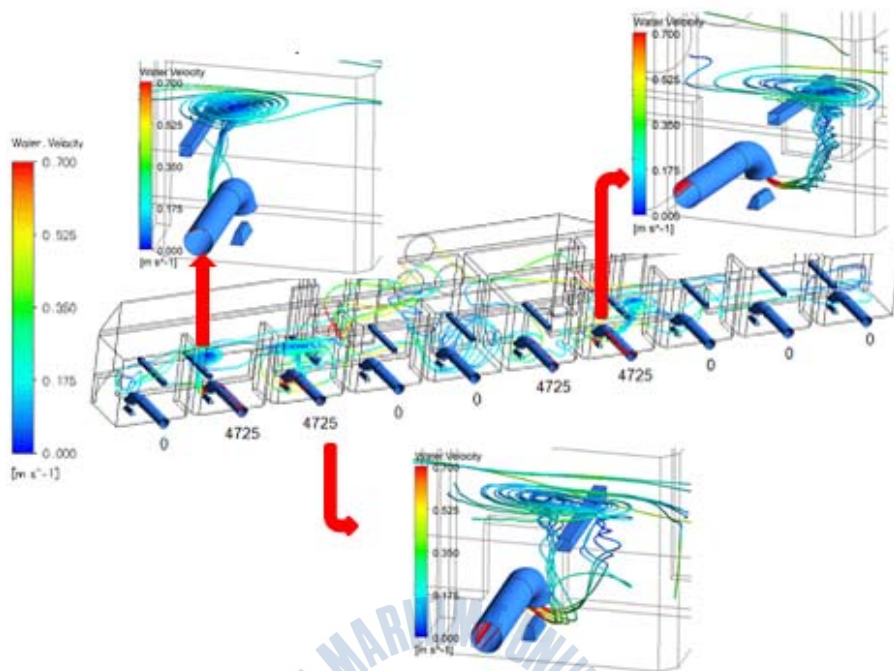


Fig. 5.63 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 1)

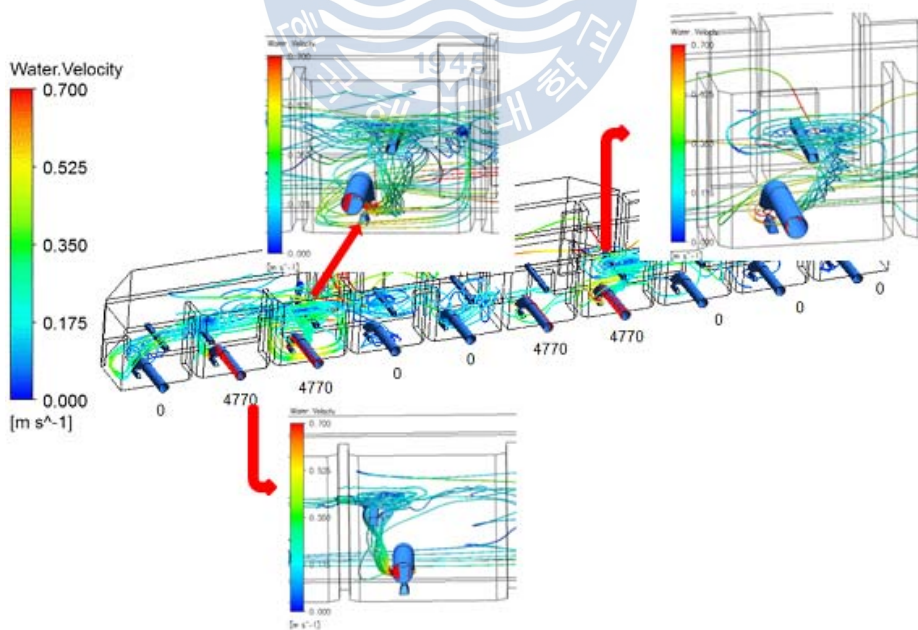


Fig. 5.64 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 2)

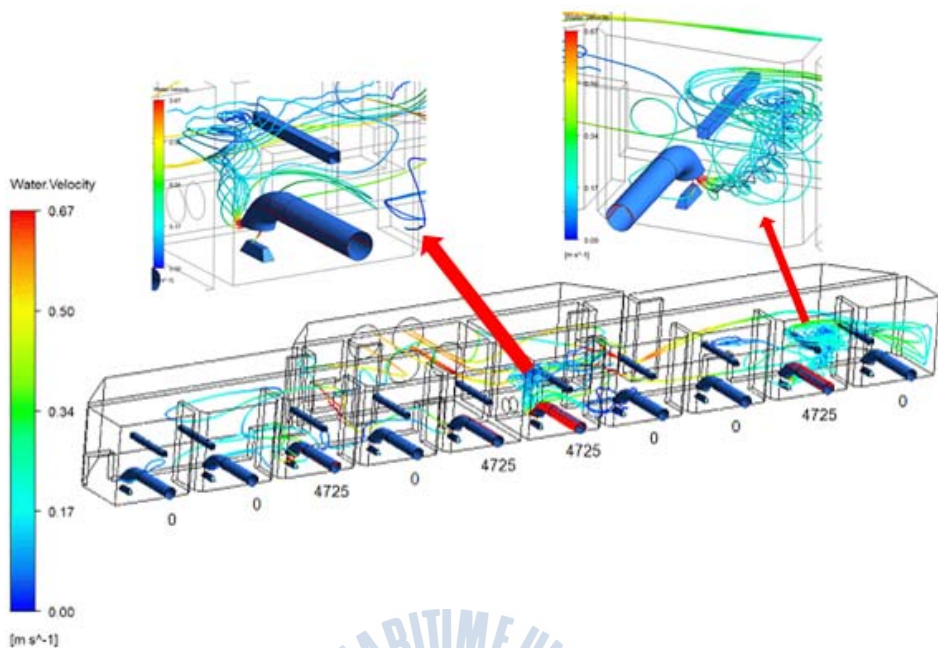


Fig. 5.65 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 3)

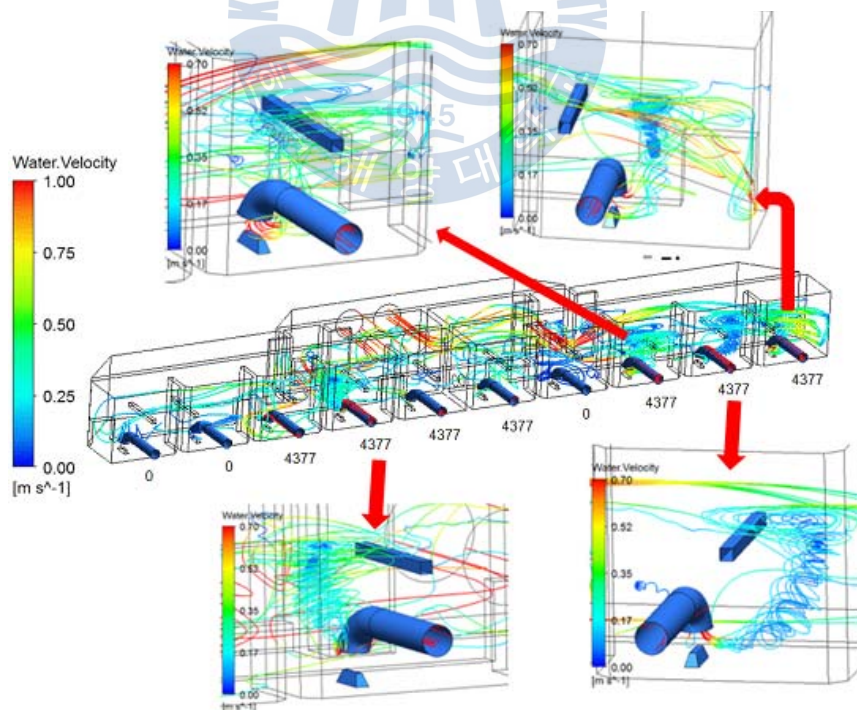


Fig. 5.66 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 4)



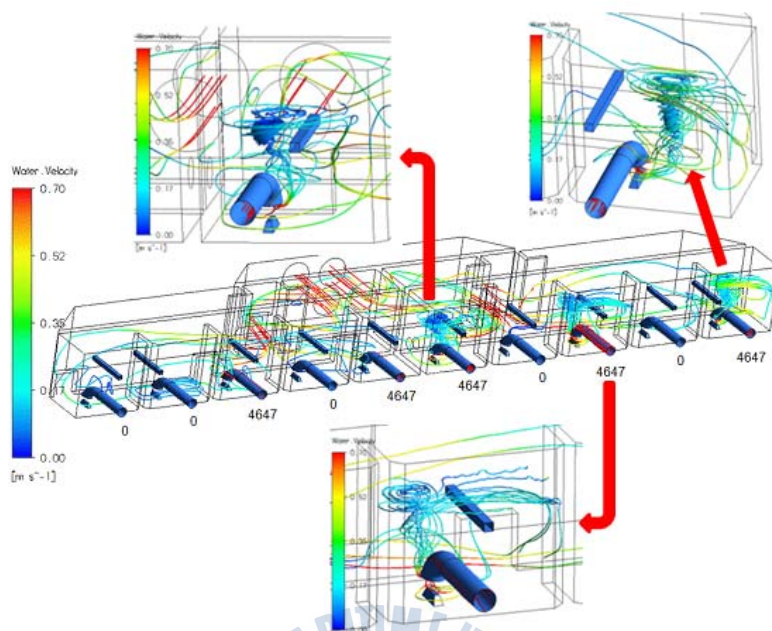


Fig. 5.67 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 5)

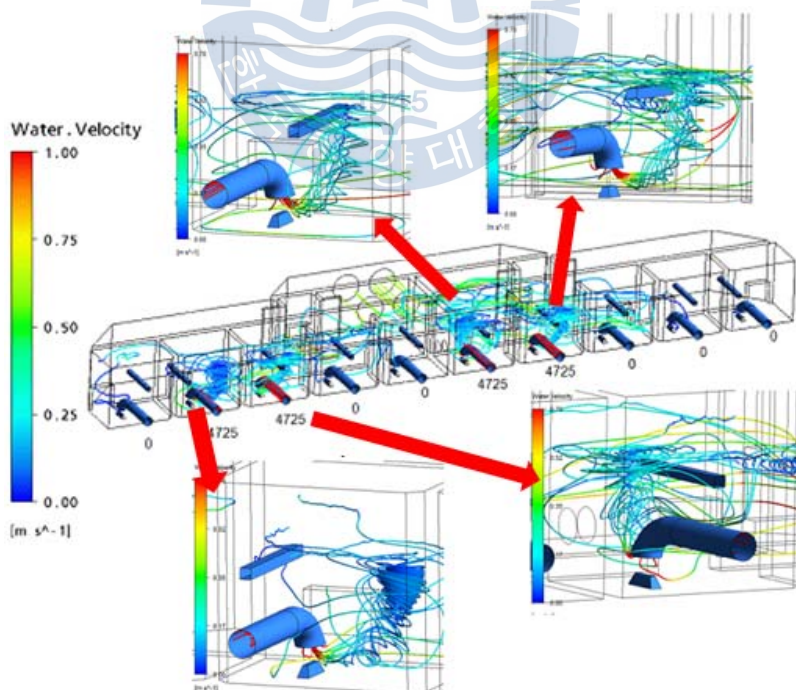


Fig. 5.68 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 6)

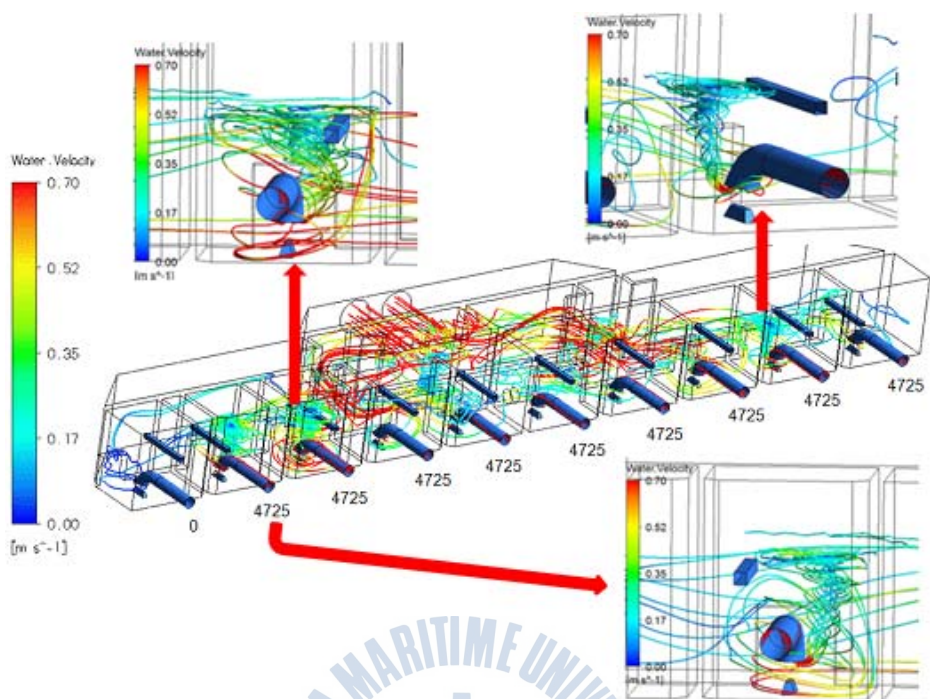


Fig. 5.69 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 7)

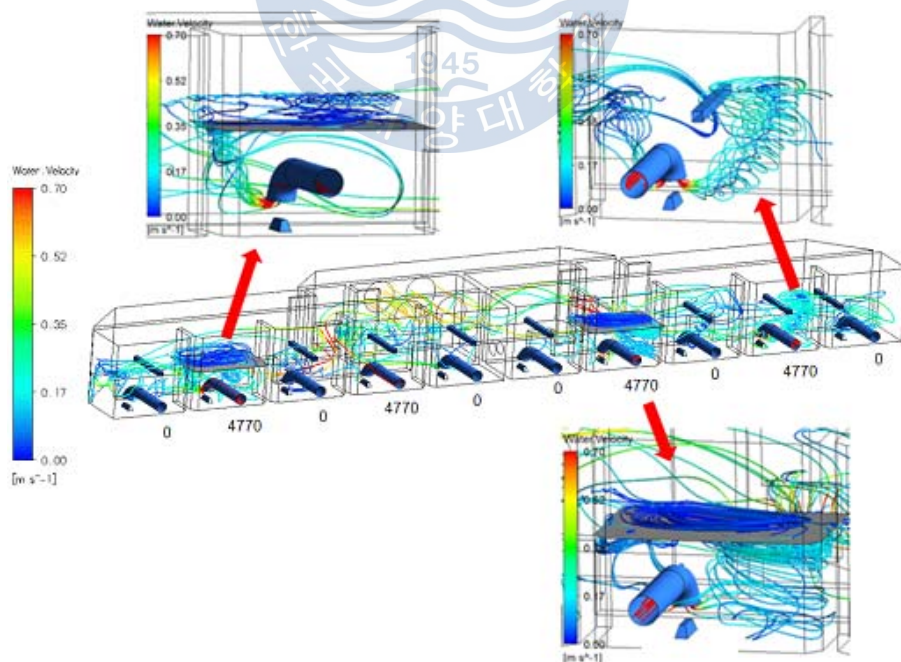


Fig. 5.70 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 8)

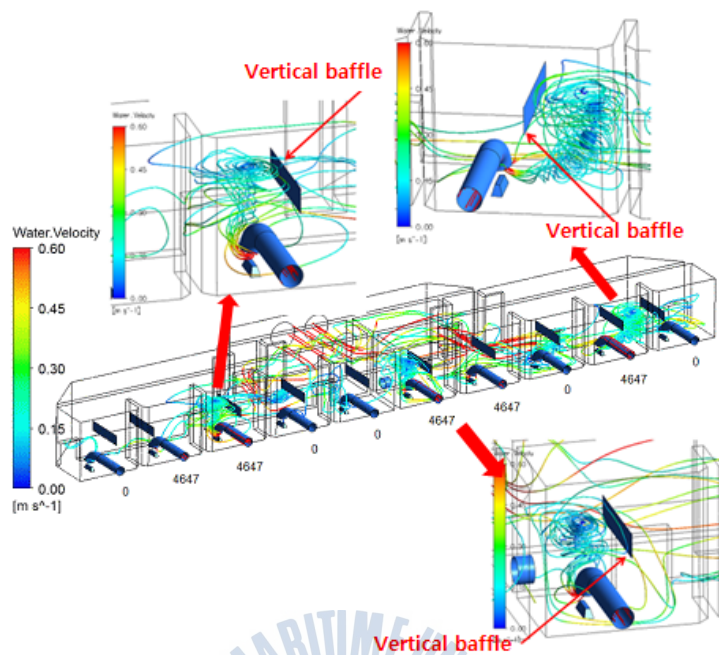


Fig. 5.71 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 9)

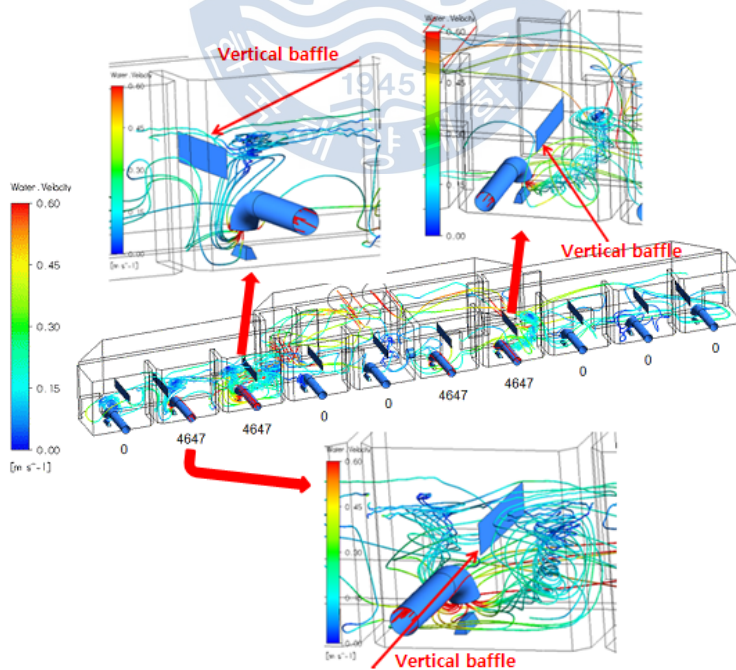
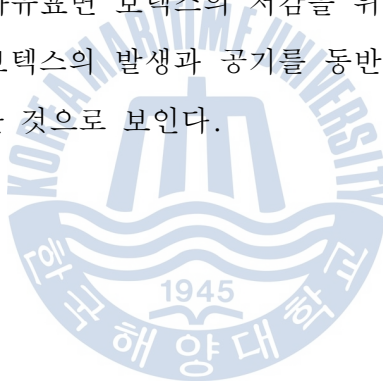


Fig. 5.72 Swirling flow structure from the free surface vortex (Case 10)

### 5.2.7 운전중인 흡수정의 자유표면 보텍스 발생여부

Table 5.6은 운전중인 펌프 흡수정의 자유표면으로부터 발생하는 보텍스의 유무를 정리한 것이다. 펌프의 유량, 수문고의 형태 변화, AVD의 형상 그리고 펌프의 운전 조건에 따라 자유표면에서 발생하는 보텍스의 위치 및 크기 등은 서로 상이하게 나타났다. 이 중 수평 baffle AVD는 AVD 하부에서 선회류가 발생하나 공기의 흡입은 되지 않으며, 십자형의 baffle AVD는 자유표면으로부터 발생하는 보텍스에 의하여 선회류가 발생하지 않으므로 흡입관으로 공기의 흡입이 없다. 그러므로 자유표면으로부터 발생하는 공기흡입 보텍스 저감에 대한 효과가 있다. 그러나 수평 baffle은 펌프 및 흡입관의 유지보수 측면에서 추천되지 않는 형상이다. 자유표면 보텍스의 저감을 위한 십자형 baffle AVD가 자유표면에서 발생하는 보텍스의 발생과 공기를 동반한 선회류의 흡입관 유입을 저감하는데 가장 적절한 것으로 보인다.





**Table 5.6 Results on the free surface with or without the vortex**

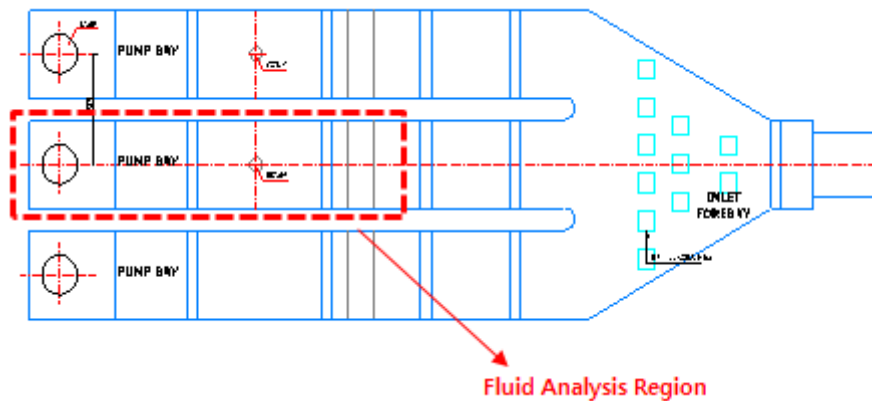
Item		#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	Remarks
CASE 1	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	- prototype geometry
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	X	X	0	X	X	X	0	0	
CASE 2	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	X	X	0	X	X	X	0	0	
CASE 3	Operating Condition	X	0	X	X	0	0	X	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	0	X	X	0	X	X	X	X	
CASE 4	Operating Condition	0	0	0	X	0	0	0	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	0	0	X	X	X	X	0	X	X	
CASE 5	Operating Condition	0	X	0	X	0	0	X	0	X	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	0	X	0	X	0	X	X	X	X	
CASE 6	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	- Modify seperated-wall
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	X	X	0	0	X	X	0	0	-Add flow-path gate
CASE 7	Operating Condition	0	0	0	0	0	0	0	0	0	- Modify seperated-wall
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	0	X	X	X	X	X	0	0	- Modify flow-path gate
CASE 8	Operating Condition	X	0	X	0	X	X	0	X	0	- Add horizontal baffle(#4,#9)
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	0	X	X	X	X	X	X	X	
CASE 9	Operating Condition	X	0	X	0	0	X	X	0	0	-Add vertical baffle(#1~#10)
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	0	X	X	0	X	X	0	X	
CASE 10	Operating Condition	X	X	X	0	0	X	X	0	0	
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	X	X	0	X	X	X	0	0	
CASE 11	Operating Condition	X	0	X	0	0	X	0	0	X	-Add cross type baffle
	Flow Rate [m <sup>3</sup> /hr]	X	X	X	X	X	X	X	X	X	

## 제 6 장 사류펌프를 포함한 흡수정 수치해석

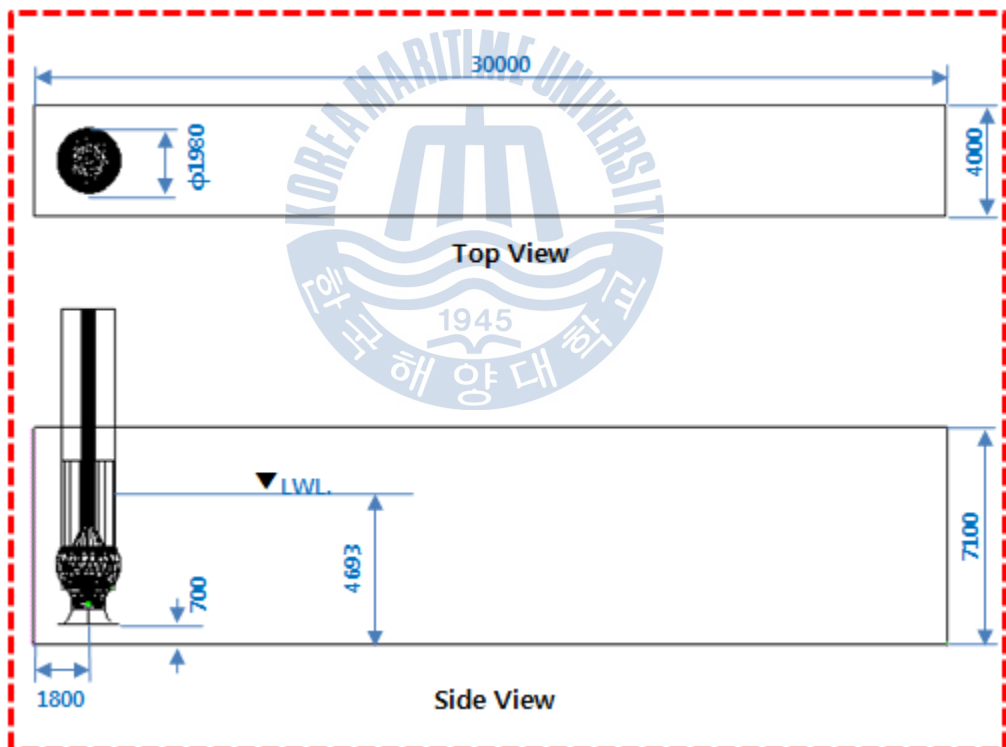
펌프장 흡수정내에 설치되는 펌프는 대형화가 될수록 높은 효율을 요구한다. 흡수정 흡입관에 설치되는 펌프의 형태는 입축식이며, 이를 만족하기 위하여 사류펌프를 주로 설치 적용하고 있다. 본 연구에서는 실제 적용되고 있는 대형 펌프장 벨마우스 내부에 사류펌프를 설치하여 흡수정이 포함되었을 경우의 효율과 캐비테이션의 유동 조건을 고려한 효율, 흡입관 주위의 보텍스발생 억제 를 목적으로 설치되는 AVD의 유무에 따른 사류펌프의 효율을 수치해석적 방법으로 수행하였다.

### 6.1 흡수정 형상 및 제원

그림 6.1은 사류펌프를 포함한 흡수정 수치해석을 위한 펌프장과 벨마우스가 포함된 흡수정이다. 그림 6.1(a)는 3개의 흡수정을 가지고 있는 펌프장의 개략도이며, 그림 6.1(b)는 단일 흡수정의 치수를 나타내고 있다. 본 해석은 벨마우스 내부에 사류펌프가 설치되어 있는 형상이며, 펌프장의 흡수정 입구부터 흡입관까지 충분한 길이를 가지고 있고 흡수정으로 유입되는 유동 패턴을 안정화하기 위하여 스크린이 설치되어 있으므로 3개의 흡수정 가운데 그림과 같이 표시한 중간 위치의 흡수정에 대하여 수치해석 영역으로 설정하였다. 흡수정은 가로 30,000 mm, 폭 4,000 mm 이며, 높이 7,000 mm로 구성되어 있다. 흡입관은 후벽으로부터 1,800 mm, 바닥벽으로부터 700 mm, 그리고 흡수정의 폭 방향으로 가운데 위치하고 있다. 흡입관의 외경은 1,980 mm이며, 물의 수위는 4,963 mm 이다. 흡수정에는 수중와 및 자유표면와를 저감하기 위한 AVD는 설치되어 있지 않다.



(a) Pump station sketch



(b) Sump sketch

Fig. 6.1 Pump station and sump sketch with the mixed flow pump in the bell-mouth

## 6.2 사류펌프 설계

### 6.2.1 사류펌프 설계를 위한 자오선상의 형상

Table 6.1은 사류 펌프의 설계 사양을 나타내고 있다. 설계점에서의 유량은 21,700 m<sup>3</sup>/hr이며, 전양정은 23 m이다 그리고 회전수는 423 rpm으로 회전하며, 임펠러와 디퓨저의 수는 각각 5개, 9개이다. 사류 펌프 설계 시, 임펠러 및 디퓨저에 대한 자오선상의 정의가 필요하며, 이러한 자오선상의 형상 구조는 펌프 효율에 많은 영향[57][58]을 미친다. 그림 6.2는 유체기계 설계 시 일반적으로 사용되는 자오선상의 형상을 나타내고 있다. 그림에서 (m)은 자오선상의 곡선 길이를 나타내며, 입구측의 (m)은 0, 출구측의 (m)은 최대값을 갖는다. r은 회전축으로부터 허브까지의 거리이며, m'을 r에 대한 자오선상의 미소 길이의 적분식으로 정의하면 식 6.1과 같다.

$$m' = \int_0^m \frac{dm}{r} \quad (6.1)$$

C를 캠버라인을 따르는 3D의 물리적 길이라고 정의하면 다음과 같이 식 6.2와 식 6.3과 같이 국부적 반경(r)에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$(dm)^2 = (dz)^2 + (dr)^2 \quad (6.2)$$

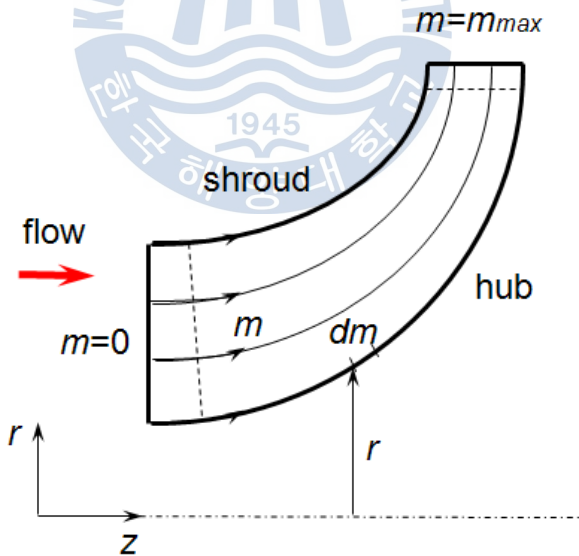
$$(dC)^2 = (dx)^2 + (dy)^2 + (dz)^2 \quad (6.3)$$

그리고 3D 블레이드 형상 생성에 대한 회전각이 필요하며, 각각  $\theta$  또는  $\beta$ 로 정의 된다. 여기서  $\theta$ 는 블레이드의 영각이며,  $\beta$ 는 회전축(z)기준 x축에서 z축

방향으로 회전하는 회전각이다. 그림 6.3은 흡수정 벨마우스 내에 설치된 사류 펌프의 자오선상의 형상으로서 허브, 슈라우드, 블레이드 및 주 유동영역을 나타내고 있다. 그리고 블레이드와 슈라우드 사이의 간극에 대한 사항은 본 연구에서 포함시키지 않았다.

**Table 6.1 Design specifications of the mixed flow pump**

Volume flow rate [m <sup>3</sup> /hr]	21,700
Rotational speed [rpm]	423
Total head [m]	23
Number of rotor blade(stator vane)	5(9)
Impeller inlet diameter [m]	1.096



**Fig. 6.2 General meridional geometry for a turbomachinery**

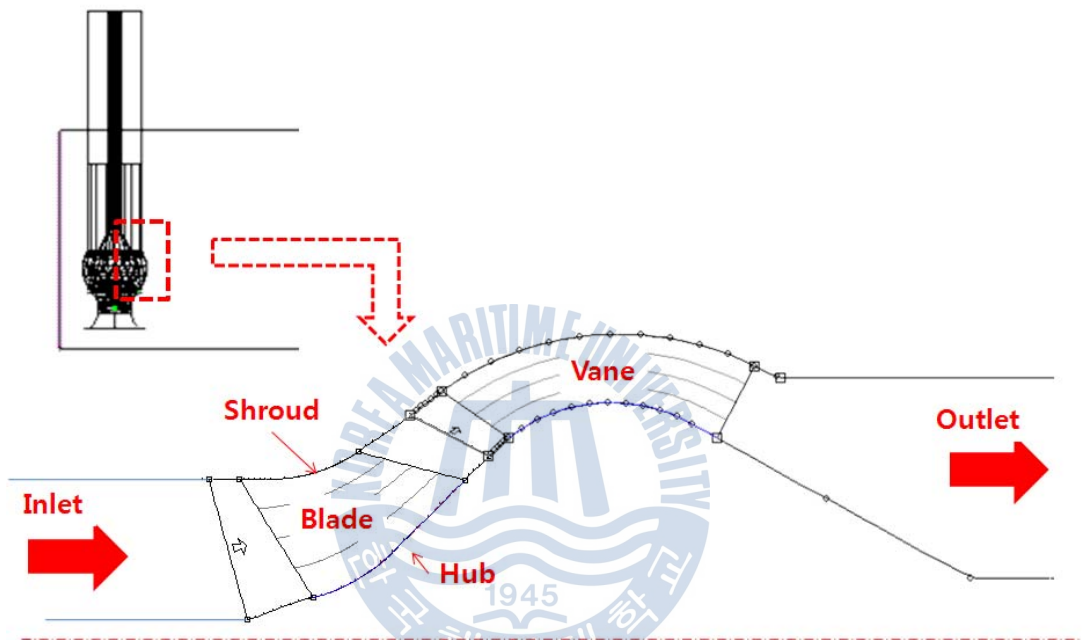


Fig. 6.3 Meridional geometry for the mixed flow pump

### 6.2.2 임펠러 설계

사류펌프에 대한 형상을 생성하기 위하여 유체기계 형상 생성 프로그램인 ANSYS blade modeler 13.0을 사용하여 임펠러 및 디퓨저 형상을 각각 생성하였다. 그림 6.4는 사류펌프의 임펠러에 대한 자오선상의 형상을 나타내고 있다. 임펠러 입구에서의 직경은 1,093 mm 이며, 출구에서의 직경은 1,283 mm이다.

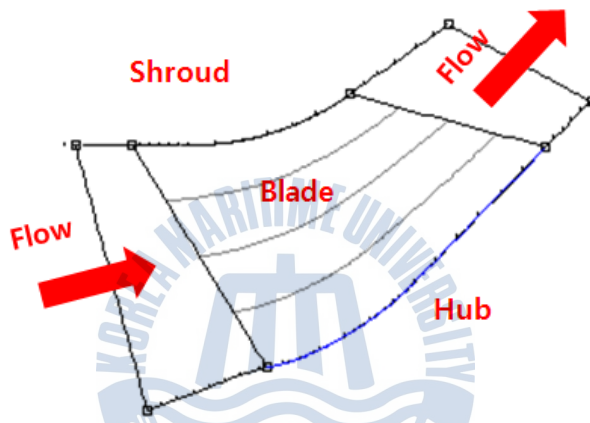


Fig. 6.4 Meridional geometry for the impeller

그림 6.5는 임펠러 블레이드 상의 영각인  $\theta$  값 분포를 나타낸 것이며, 블레이드 전단부의  $\theta$ 는  $-25^\circ$ , 후단부는  $125^\circ$ 로 설계되었다. 그리고 블레이드 전단부에서 후단부 방향으로 일정한 구배를 가지도록 설계하였다. 그림 6.6은 허브에서 슈라우드까지 등간격으로 5등분한 블레이드 표면상의  $m'$ 을 기준으로 한  $\theta$  값을 나타내고 있다.  $m'$ 이 증가할 수록  $\theta$  값이 증가하며, 블레이드의 스펠 방향인 허브에서 슈라우드 방향으로  $\theta$  값이 증가한다. 그리고 허브 측에서는 선형적으로  $\theta$  값이 증가하나, 슈라우드 측으로 갈수록  $\theta$  값 변화는 곡선의 형태를 갖는다. 이러한 영각으로 표현된 블레이드는 절대 좌표계에서 회전축 기준으로 한 회전각( $\beta$ )으로 표현할 수 있으며, 그림 6.7과 그림 6.8에 나타내었

다. 그림 6.7에서 블레이드 회전각( $\beta$ )은 블레이드 표면에 등분포로 나타나며, 블레이드 전단부 슈라우드에서  $0^\circ$ 로 가장 작은 값을 가지며 그림과 같이 허브측에서 블레이드 회전각( $\beta$ )  $70^\circ$ 로 가장 큰 값을 갖는다. 그리고 그림 6.8에  $m'$  변화에 따른 허브에서 슈라우드까지의 블레이드 회전각도를 그래프로 나타내었다. 임펠러의 두께는 블레이드 전영역에서 동일한 두께 25 mm로 설계하였다. 그림 6.9에 최종적으로 임펠러에 대한 형상을 나타내었다.





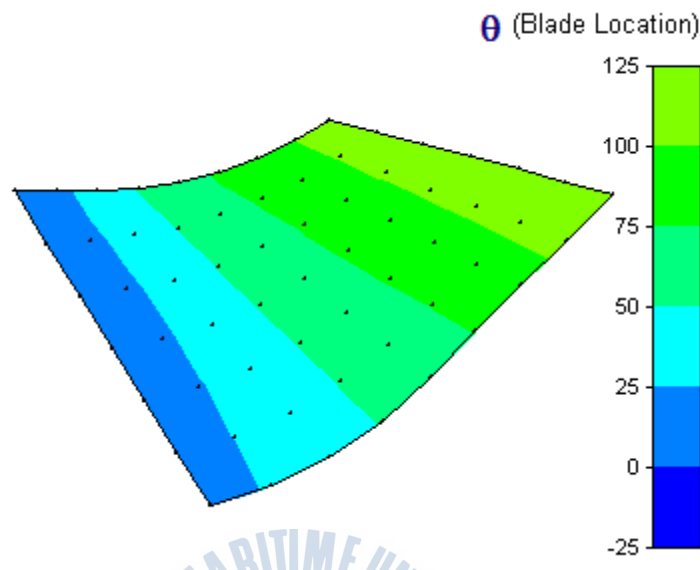


Fig. 6.5 Theta distribution on the blade (Impeller)

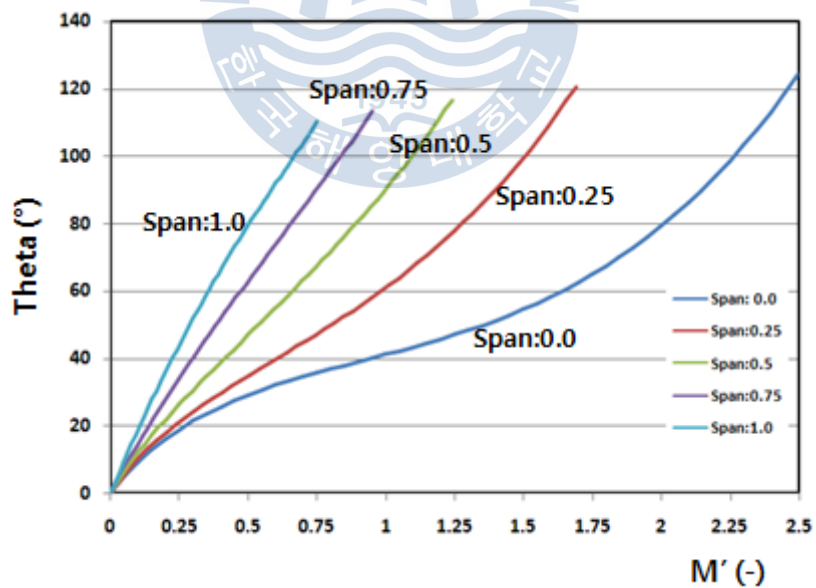


Fig. 6.6 Theta distribution from the hub to the shroud (Impeller)

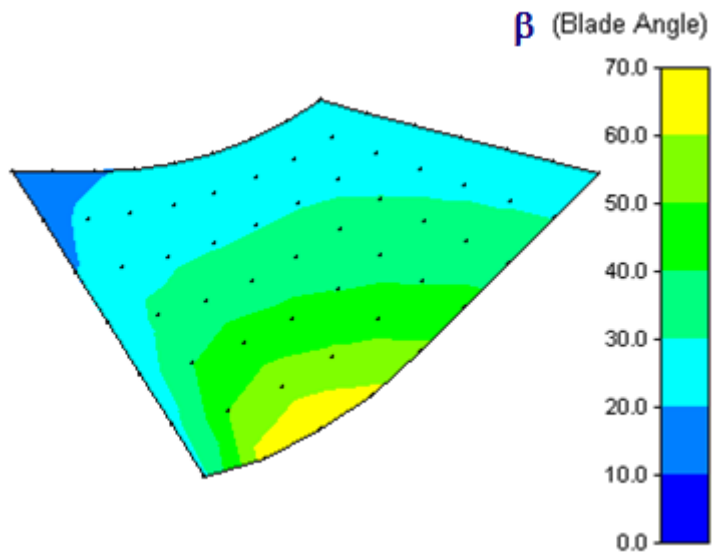


Fig. 6.7 Beta distribution on the blade (Impeller)

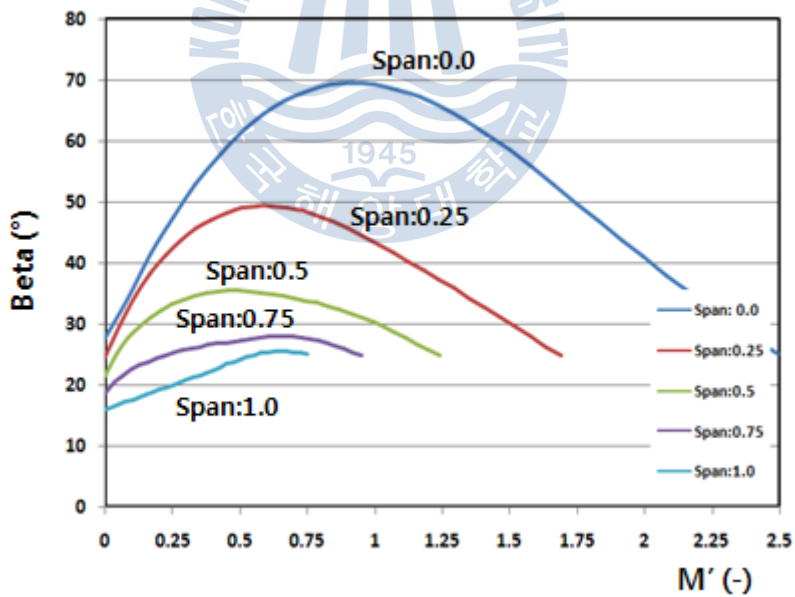


Fig. 6.8 Beta distribution from the hub to the shroud (Impeller)

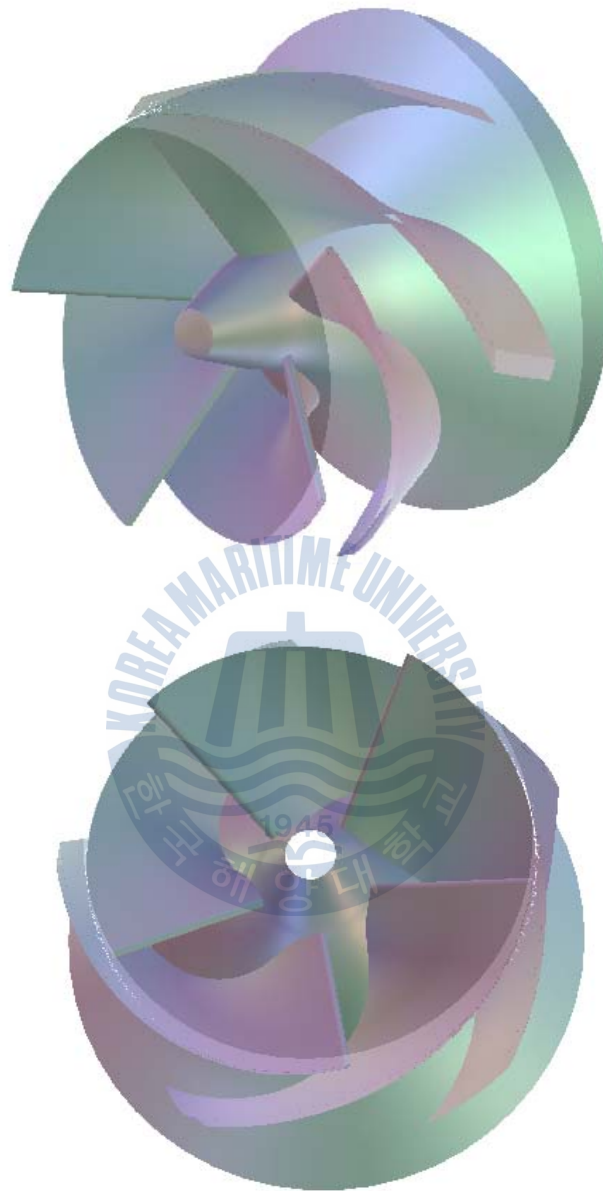


Fig. 6.9 Impeller geometry

### 6.2.3 디퓨저 설계

사류펌프의 디퓨저는 임펠러와 동일한 개념으로 설계하였으며, 그림 6.10은 디퓨저에 대한 자오선상의 형상을 나타낸 것이다. 디퓨저 입구에서의 직경은 1,677 mm 이며, 출구에서의 직경은 1,878 mm이다.

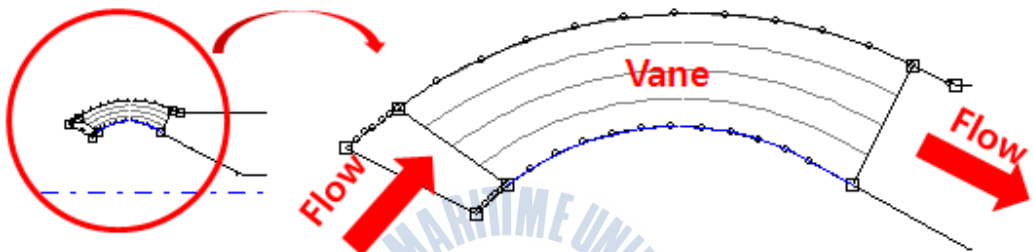


Fig. 6.10 Meridional geometry for the diffuser

그림 6.11은 디퓨저 블레이드 상의 영각인  $\theta$  값 분포를 나타낸 것이며, 블레이드 전단부의  $\theta$ 는  $5^\circ$ , 후단부는  $-35^\circ$ 로 설계되었다. 그림 6.12는 블레이드 허브에서 슈라우드까지 등간격으로 5등분한 블레이드 표면상의  $m'$ 을 기준으로 한  $\theta$  값을 나타내고 있다. 허브에서 슈라우드까지  $\theta$  값의 변화를 작게 하였으며, 블레이드 전단부 슈라우드 영역에서 상대적으로 높은  $\theta$  값이, 블레이드 후단부 허브 영역에서 상대적으로 높은  $\theta$  값으로 설계하였다. 그림 6.13과 6.14는 블레이드 회전각도로 표현한 것이다. 디퓨저에서의 블레이드 회전각( $\beta$ )은 블레이드 전단부에서 후단부측으로 갈수록 선형적으로 변화하며, 블레이드 전단부의 회전각( $\beta$ )은  $-60^\circ$ , 후단부의 회전각( $\beta$ )은  $0^\circ$ 이다. 허브에서 슈라우드까지의 블레이드 회전각( $\beta$ )은 전단부에서 약  $3^\circ$ 이며, 이때, 허브에서의 회전각이 슈라우드에서의 회전각 보다 작은 각도를 갖는다.  $m'$ 의 값이 0.55 근처에서 블레이드 허브에서 슈라우드까지의 회전각을  $0^\circ$ 로 동일하게 설

정하였으며, 블레이드 후단부로 갈수록 슈라우드의 회전각이 작은 값을 갖도록 설계하였다. 그리고 디퓨저의 두께는 25 mm로 블레이드 전영역에 걸쳐 동일한 값을 가지도록 하였다. 그림 6.15에 디퓨저에 대한 형상을 나타내었다.

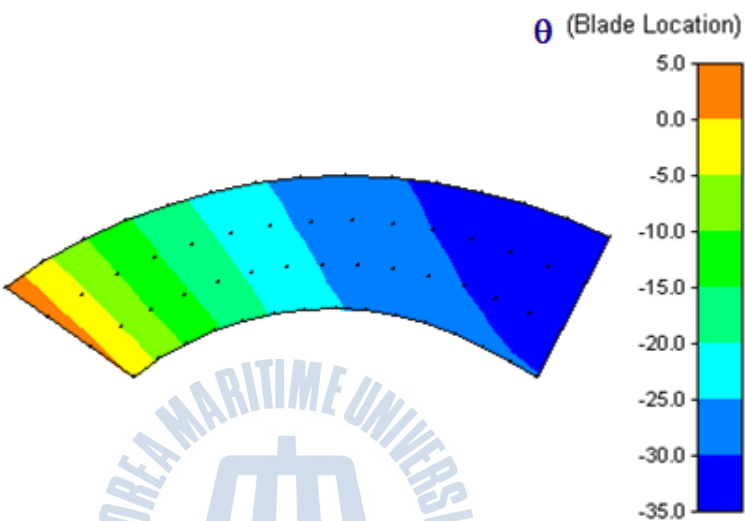


Fig. 6.11 Theta distribution on the blade (diffuser)

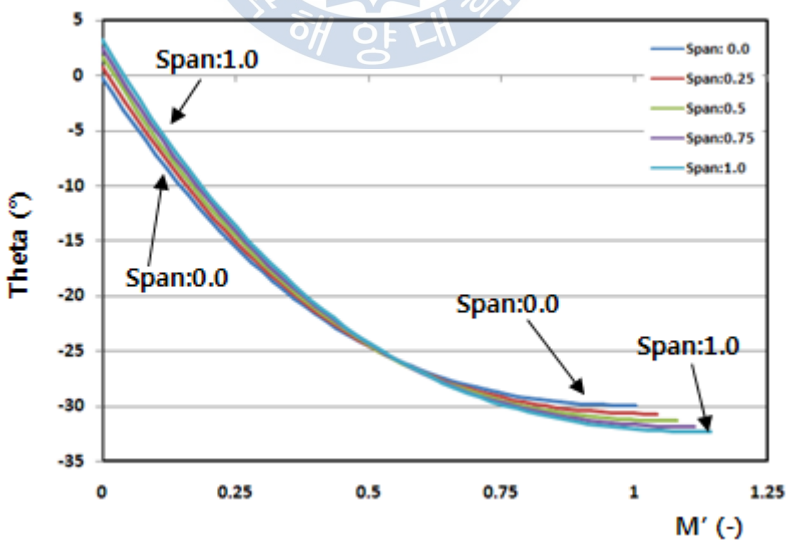


Fig. 6.12 Theta distribution from the hub to the shroud (diffuser)

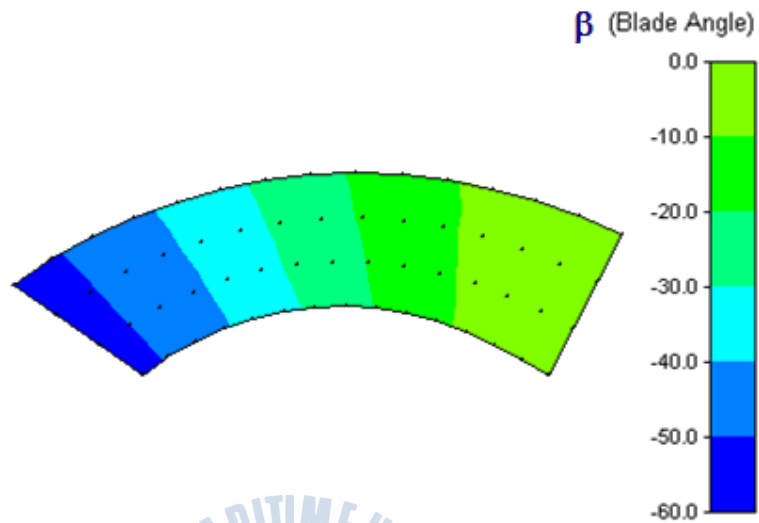


Fig. 6.13 Beta distribution on the blade (diffuser)

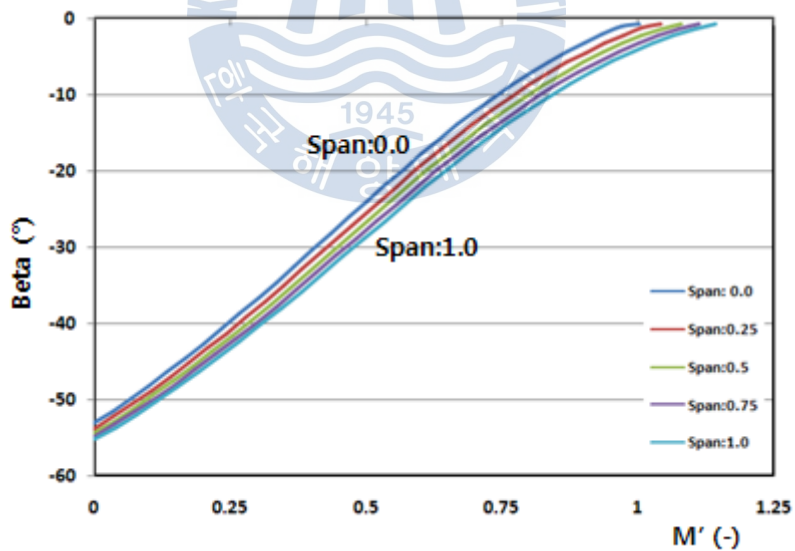


Fig. 6.14 Beta distribution from the hub to the shroud (diffuser)

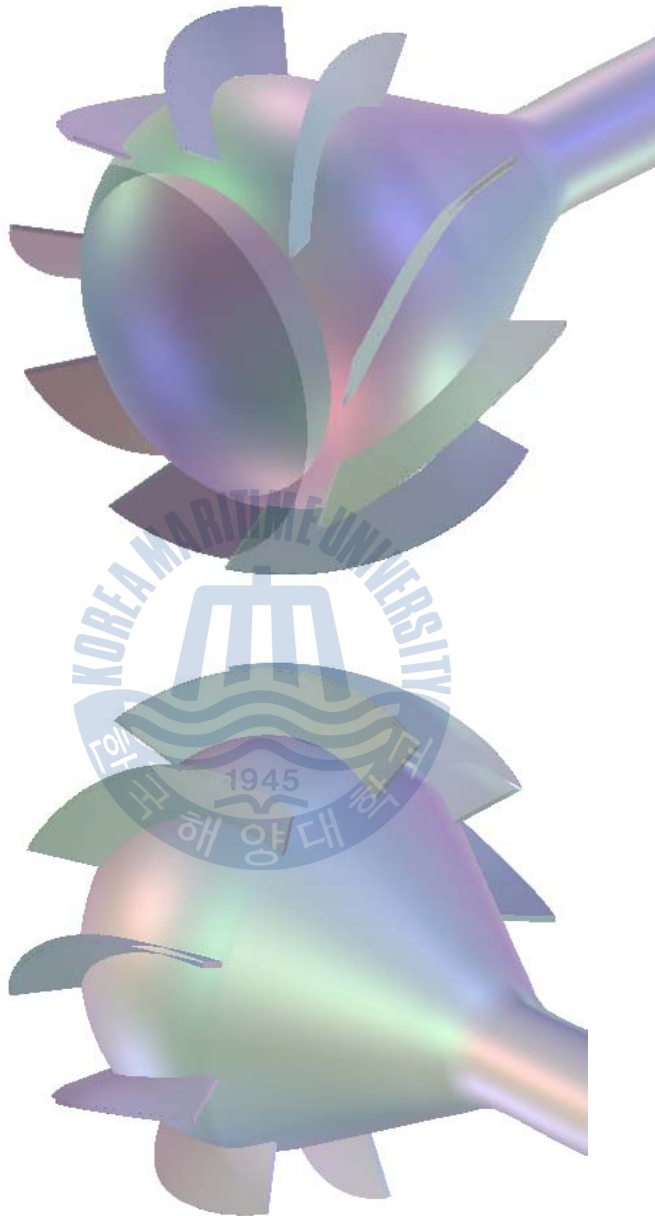


Fig. 6.15 Diffuser geometry

## 6.3 사류펌프 성능평가

사류펌프 성능평가는 H.사의 제품에 대한 흡수정 사양을 기준으로 설계되었으며, 벨마우스내에 설치되는 사류펌프는 H. 사의 성능곡선과 본 연구에서 설계된 사류펌프의 성능곡선을 비교하였다.

### 6.3.1 사류펌프 수치해석을 위한 격자 및 경계조건

그림 6.16은 사류펌프 성능해석을 위한 임펠러와 디퓨저 표면상의 격자 분포를 보여주고 있다. 수치해석을 원활하게 수행하기 위하여 벽면으로 처리되는 영역에 대한 격자를 상대적으로 조밀한 격자로 생성하였으며, 임펠러와 디퓨저의 격자는 유사한 크기로 생성하였다. 표 6.2는 본 해석에 사용된 격자 정보를 나타내고 있다. 격자수는 전체 660,000 노드가 사용되었으며, 격자 형태는 hexa-hedral로 구성하였다. 이 격자수는 각각의 도메인에 대한 하나의 passage에 대한 격자이다. 그림 6.17은 해석에 수행된 경계조건을 나타내고 있다. 전체 도메인은 입구부, 회전하는 임펠러부, 그리고 출구 영역까지 포함하는 디퓨저부로 구성하였으며, 계산되는 전체 도메인은 주기적 형상과 주기적인 유동을 가지므로 입구부는 1/5 passage, 임펠러부는 1/5 passage 그리고 디퓨저부는 1/9 passage로 적용하여 계산하였다. 임펠러 도메인은 회전 조건인 423 rpm, 그리고 나머지 도메인에 대해서는 정지조건을 적용하였다. 회전하는 임펠러의 각각의 영역 가운데 슈라우드는 정지하는 조건을 적용하였다. 입구조건으로는 유량 조건을 적용하였으며, 펌프의 효율을 평가하기 위하여 설계유량을 100%로 하여 설계 유량 대비 유량 40% ~ 140% 까지 유량 증가율 10%로 수행되었다. 출구 조건으로는 압력 조건을 사용하였으며, 주기적 형상에 대한 해석이므로 각 도메인 형상의 측면을 주기적 경계조건을 사용하였다. 그리고 각각의 도메인을 연결하기 위한 조건으로는 CFX에서 제공하는 frozen rotor 경계조건을 적용하



였으며, 이 조건은 제어체적의 평균값이 다른 면의 제어체적으로 interpolation 되는 방법이다. 입구 도메인의 hub 영역은 free slip 벽면 조건을 사용하였으며, 나머지 영역인 임펠러와 디퓨저의 블레이드, 허브, 슈라우드 등과 같은 벽면은 no-free slip 벽면 조건을 적용하였다. 작동 유체로는 25℃의 물을 사용하였다. 난류모델은  $k-\varepsilon$  난류모델을 적용하였으며, 정상상태 조건으로 수행되었다.

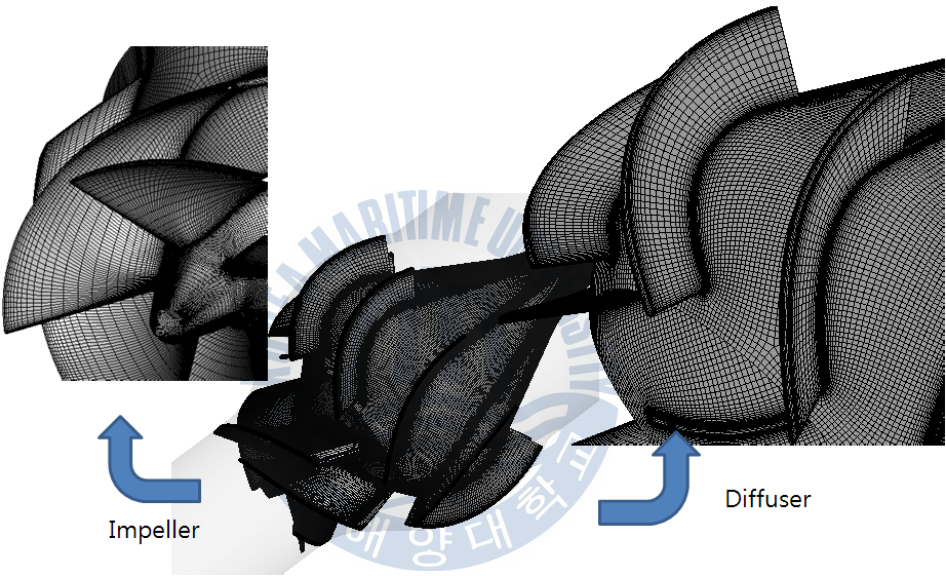


Fig. 6.16 Mesh distribution on the impeller and the diffuser

Table 6.2 Mesh information for the impeller and the diffuser

Item	Number of nodes	Mesh type
Inpart domain	130,000 (for 1/5 passage)	Hexa-hedral
Impeller domain	270,000 (for 1/5 passage)	Hexa-hedral
diffuser domain	260,000 (for 1/9 passage)	Hexa-hedral
Total	660,000	-

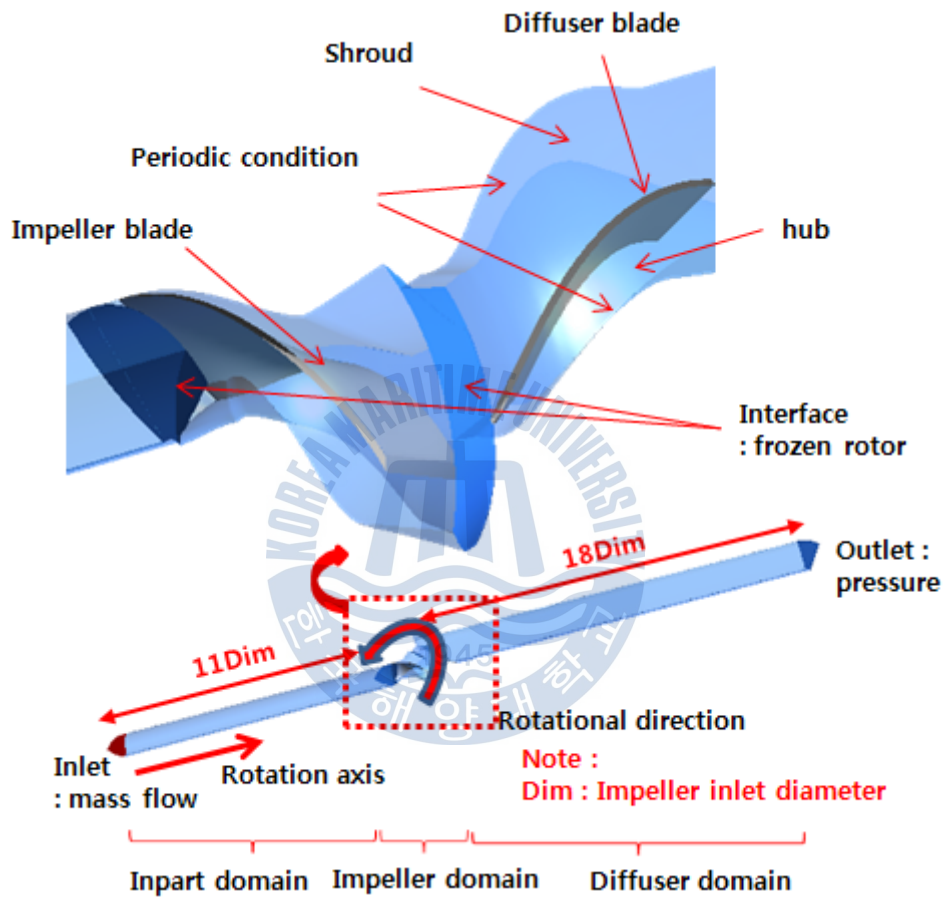


Fig. 6.17 Boundary condition for the mixed flow pump

### 6.3.2 설계유량에서의 유동특성

그림 6.18 ~ 6.20은 설계유량 조건에서의 속도벡터, 압력, 스트림라인을 허브에서 슈라우드 스펠방향으로 20%, 50%, 80%에 대한 결과를 나타낸 것이다. 스펠 방향에 따라 임펠러 및 디퓨저의 앞전 선단부로 유입되는 유동의 각도와 임펠러, 디퓨저 블레이드 앞전 각도가 정성적으로 일치하는 것을 관찰 할 수 있다. 임펠러의 입구부 저압이 임펠러를 통과하면서 고압으로 회복되며, 임펠러 선단부 흡입면에서 상대적으로 낮은 압력영역이 나타났다. 임펠러의 입구와 출구에 대한 압력차는 허브영역으로 갈수록 크게 나타났다. 임펠러 블레이드의 앞전에는 높은 압력영역과 낮은 압력영역이 동시에 존재하며, 낮은 압력영역은 블레이드의 흡입면을 따라 압력이 높아진다. 임펠러 블레이드의 뒷전 일부영역에서 압력이 저하되며, 이 영역에 국부적인 와류가 발생하는 것을 알 수 있다. 디퓨저 영역에서는 입구의 압력이 디퓨저를 통과하면서 압력이 상승하는 것을 관찰 할 수 있으며, 스펠방향 허브방향으로 갈수록 디퓨저 블레이드 앞전의 압력면에서 속도가 감소하는 것을 볼 수 있다. 스펠방향 20%와 50%에서는 유동이 디퓨저를 통과하여 디퓨저 블레이드 뒤전 부근의 흡입면 영역에서 유동박리 영역이 형성되는 것을 스트림 라인으로 확인 할 수 있다. 이것은 디퓨저 블레이드 뒤전 부근의 흡입면 영역에서 압력이 다소 침체되는 구간이 발생되며, 흡입면 영역에서 회전속도 성분 에 의한 유동박리로 유로 폐쇄를 발생시킨다. 이러한 현상은 사류펌프의 성능저하를 가져오는 직접적인 원인이 된다. 그리고 스펠방향 80%에서는 유동 박리영역이 관찰 되지 않았다. 각 스트림 라인에서 볼 수 있듯이 허브에서 슈라우드 부근으로 갈수록 유동박리가 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 임펠러 영역의 스펠방향 20%, 50%, 80%에서는 유동 박리 영역을 관찰 할 수 없었으며, 임펠러의 유로방향을 따라서 유동이 발달하는 것을 볼 수 있다.

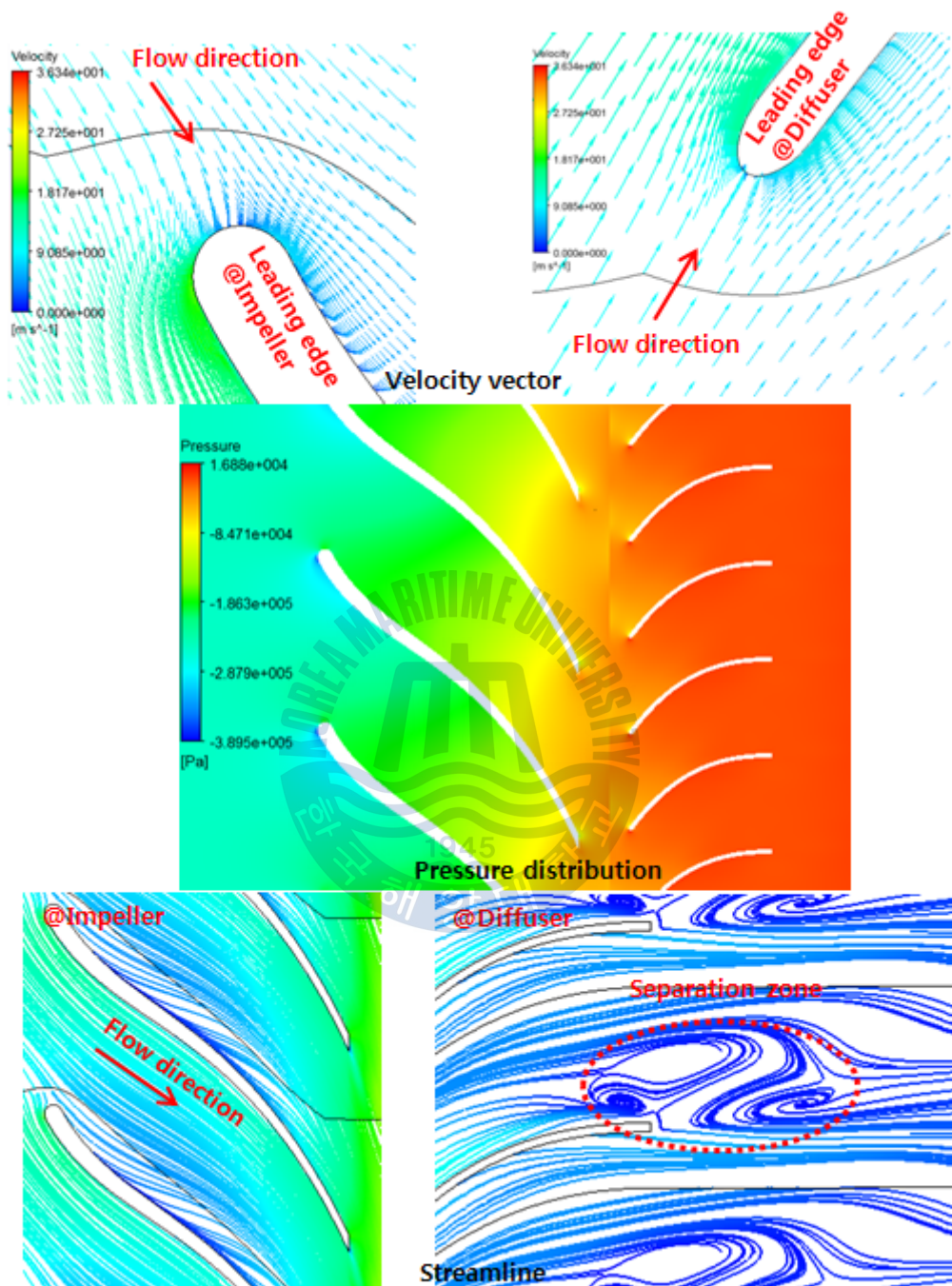


Fig. 6.18 Flow characteristics at the span 0.2 of the design flow rate



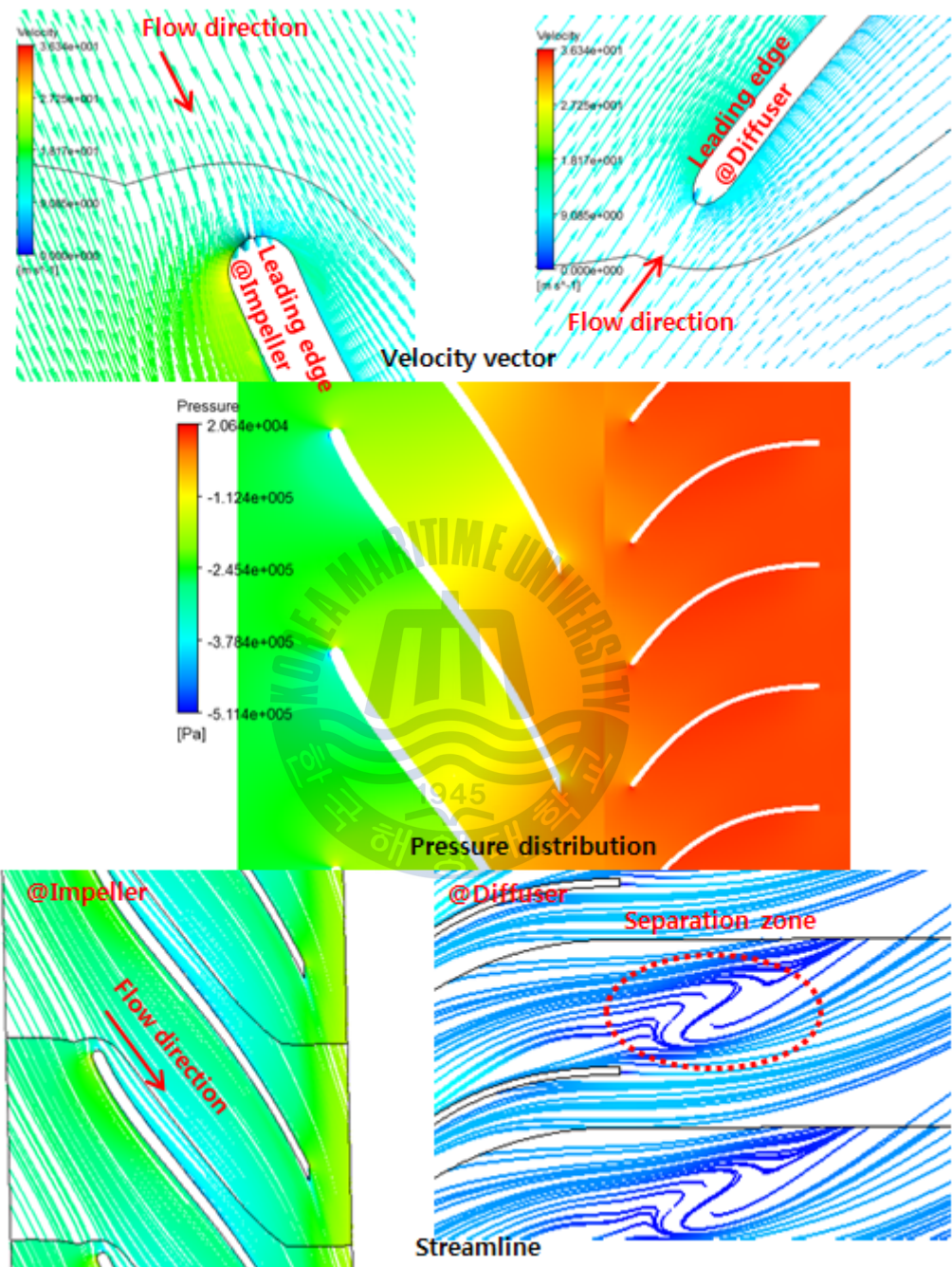


Fig. 6.19 Flow characteristics at the span 0.5 of the design flow rate

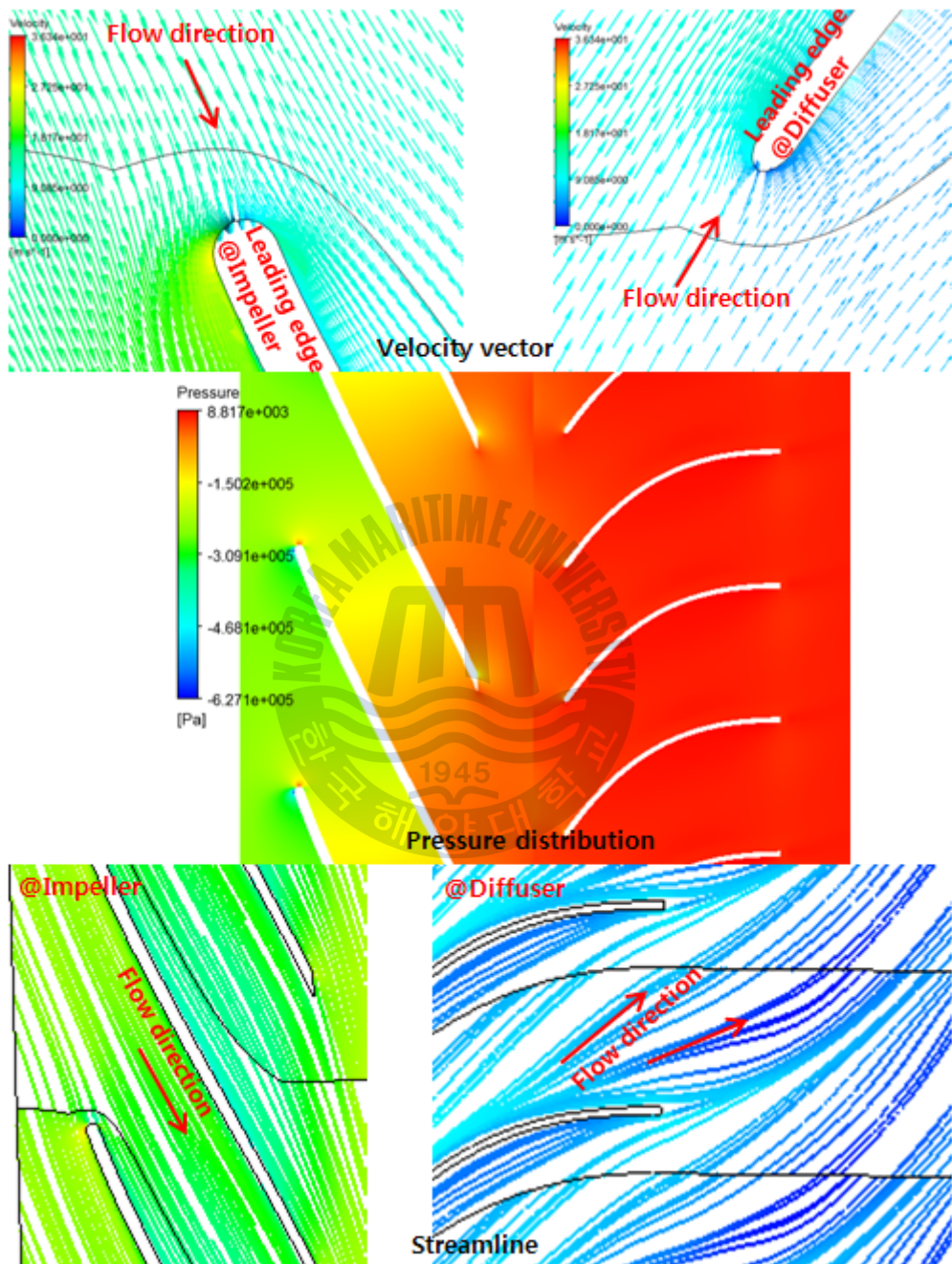


Fig. 6.20 Flow characteristics of the span 0.8 at the design flow rate

### 6.3.3 사류펌프 성능곡선

그림 6.21은 설계 유량조건에서 유동이 입구에서 사류펌프의 블레이드를 거쳐 출구까지의 유로방향에 대한 전압과 정압분포를 나타낸 것이다. 임펠러와 디퓨저의 펌프 구간에서는 정압과 전압이 원만히 상승하는 모습을 볼 수 있다. 그림 6.22는 체적 유량변화에 따른 토크값을 나타낸 것이다. 토크값은 설계 유량에서 최대값 35,134 Nm로 나타났으며, 유량조건이 증가 또는 감소함에 따라 토크값은 감소하였다. 다음의 식은 사류펌프의 효율을 구하기 위하여 사용된 식이다.

$$\eta_p = \frac{P_{flow}}{P_{shaft}} \quad (6.4)$$

$$P_{flow} = Q_m \times \rho \times g \times h_t \quad (6.5)$$

$$P_{shaft} = Torque \times rps \quad (6.6)$$

$$h_t = \frac{P_{t_i} - P_{t_o}}{\rho g} \quad (6.7)$$

펌프의 효율은 축동력에 대한 수동력비로 표현되며, 수동력은 식 6.5와 같이 질량유량( $Q_m$ ), 물의 밀도( $\rho$ ), 중력( $g$ ), 전헤드( $h_t$ )로 표현된다. 전헤드는 식 6.7과 같이 입구전압( $P_{t_i}$ )과 출구전압( $P_{t_o}$ ), 물의 밀도, 중력의 파라미터로 표현된다. 그리고 축동력은 임펠러의 회전하는 영역에 대한 토크와 임펠러의 회전수로 표현된다. 여기서 회전수의 단위는 radian/s 이다. 사류펌프의 수치 해석 결과로서 성능곡선을 그림 6.23에 나타내었다. 그림에서 표시된 실선과

같이 H.사에서 사용되고 있는 펌프의 성능곡선과 본 해석에서 설계된 사류펌프의 성능곡선을 비교하였으며, 설계유량에서의 사류펌프 효율은 90.9%이며, H.사의 펌프 효율 84%에 비해 6.9% 높게 나타났다. 설계유량점을 기준으로 유량이 감소할수록 H.사의 효율 곡선과 유사한 경향을 나타내고 있다. 그러나 유량이 증가 할수록 H.사에 비해 효율은 완만한 경사를 가지고 감소하였다. H.사의 펌프 성능곡선은 실험에 의한 값이다. 전헤드는 평균적으로 H.사의 전헤드보다 약간 높게 나타났으며, 유량이 감소할수록 H.사의 전헤드 곡선을 따라가며, 유량이 증가할수록 H.사와의 전헤드 값 차이를 보이고 있다. 그리고 축동력은 H.사에 비해 낮게 나타났다. 전체적으로 H.사의 펌프 성능 곡선의 경향과 유사하게 나타났다. 그리고 저유량에 대해서는 실제의 펌프 사용 범위에서 벗어나므로 수치해석을 수행하지 않았다.





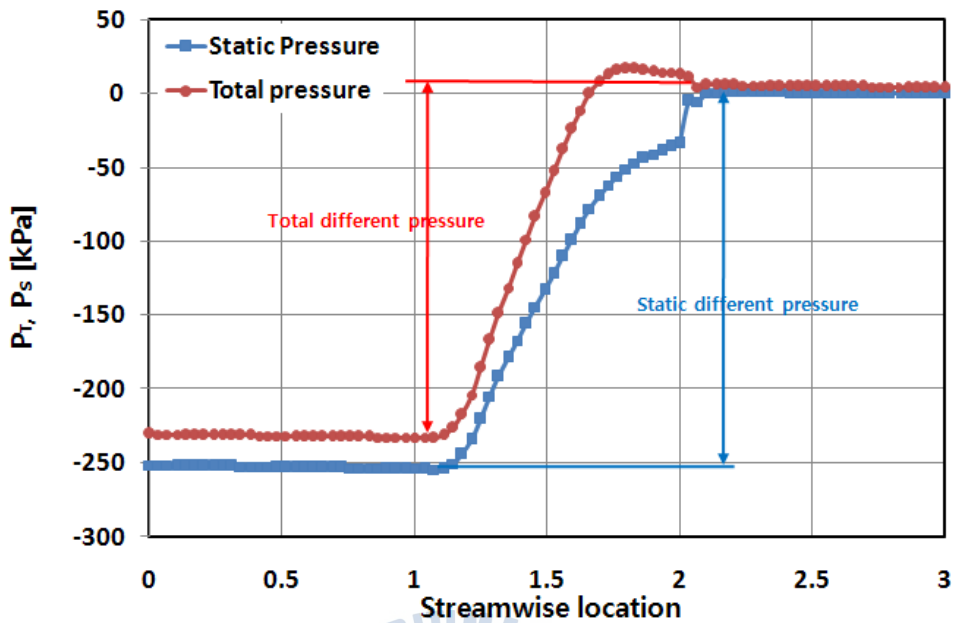


Fig. 6.21 Total pressure and static pressure distribution at the design flow rate

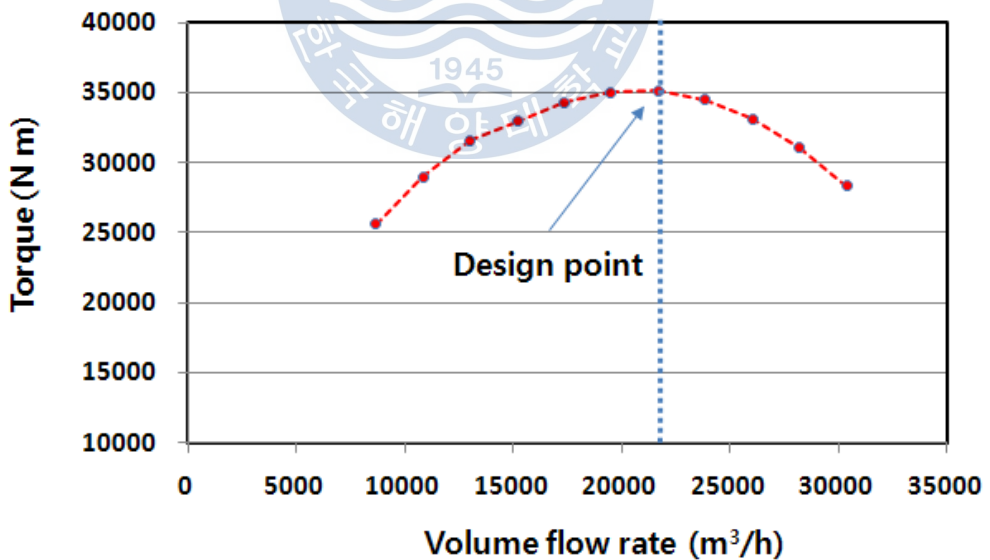


Fig. 6.22 Torque curve due to changes in the volume flow rate

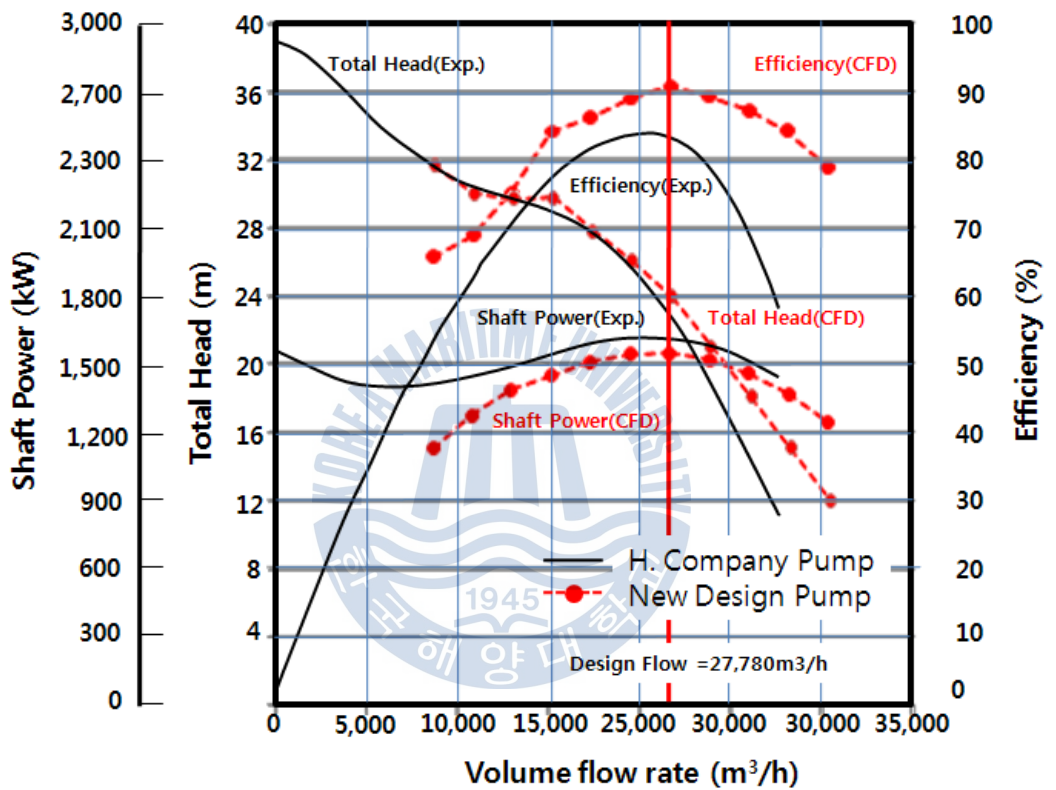


Fig. 6.23 Performance curve for the mixed flow pump without the sump

## 6.4 흡수정을 포함한 사류펌프 성능평가

### 6.4.1 수치해석을 위한 형상

흡수정을 포함한 사류펌프의 성능을 평가하기 위하여 그림 6.24와 같이 흡수정을 포함한 형상을 생성하였다. 단일 흡수정에는 벨마우스가 설치되며, 벨마우스 내부에는 사류펌프가 설치되어 있는 형상이다. 사류펌프는 임펠러와 디퓨저 형상을 가지고 있으며, 임펠러 허브 선단 영역에 캡영역도 포함시켰다. 그리고 흡입관의 출구 영역은 흡수정을 포함하지 않은 경우와 동일하게 확장하였다. 본 계산은 흡수정의 자유표면을 고려하지 않았기 때문에 자유표면까지의 형상을 생성하여 계산을 수행하였다.

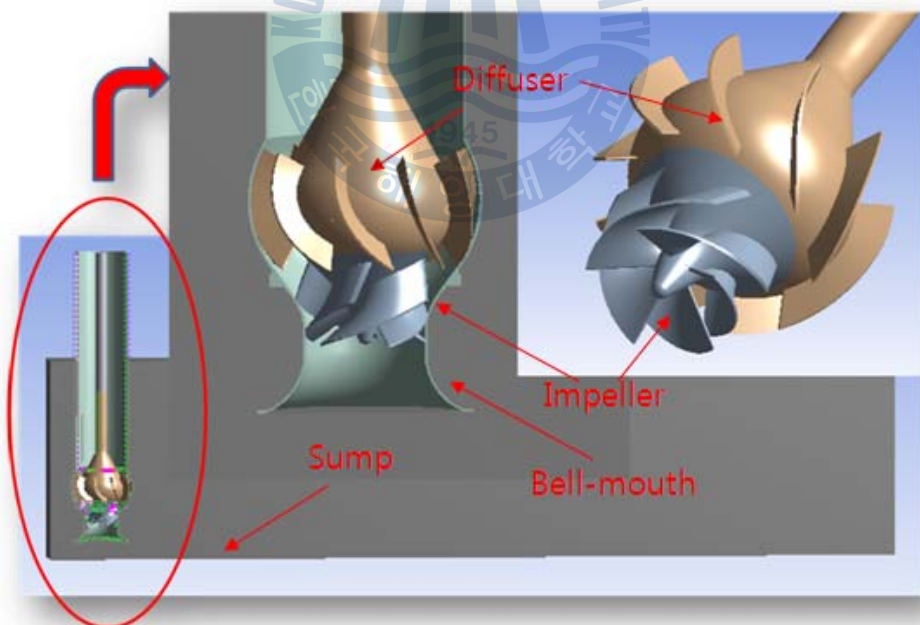


Fig. 6.24 Geometry with the sump for the calculation

## 6.4.2 수치해석을 위한 격자 및 경계조건

그림 6.25는 흡수정 흡입관 주위에서 발생하는 유동환경을 포함한 사류펌프의 성능평가를 목적으로 한 격자를 나타내고 있다. 격자 생성은 ANSYS AMP Meshing Tool과 유체기계 전용 격자 생성 도구인 Turbo-Grid를 사용하였다. 회전하는 임펠러 영역, 디퓨저 영역 그리고 흡수정 영역에 대한 격자를 별개로 생성하여 계산에 적용하였다. 사류펌프의 격자는 hexa-hedral 형태를 적용하였으며, 흡수정의 격자는 흡입관 주위영역에 대하여서는 tetra-prism을 흡입관으로부터 떨어진 영역 즉 흡수정 입구 영역에 대하여서는 swepted prism 격자를 생성하였다. 흡수정 격자 생성 시 두 영역이 접하는 격자에 대하여서는 1:1 노드 대응이 되도록 하였다. 그리고 벨마우스 끝단에서 유동에 의한 변화가 크게 나타날 것으로 예상되므로 벨마우스 끝단 영역부분에는 조밀한 격자계로 구성하였다. Table 6.3은 계산을 위한 격자 정보를 나타내고 있다. 5개의 블레이드로 구성된 임펠러 영역은 총 800,000 노드가 사용하였으며, 9개의 블레이드로 구성된 디퓨저 영역은 총 2,370,000 노드로 구성하였다. 디퓨저 영역은 확장된 출구 영역까지 포함되어 있다. 이 두 영역은 앞서 흡수정을 포함하지 않은 사류펌프의 1 passage의 격자를 사용하여 복사한 것이다. 이는 상대적으로 비교 시, 격자로 인한 오차를 줄이기 위하여 수행되었다. 그리고 흡수정의 격자수는 1,930,000 노드가 사용되었다. 흡수정을 포함한 사류펌프 성능해석을 위한 총 격자수는 5,100,000 노드가 적용되었다. 그림 6.26은 유동해석을 위한 경계조건을 나타내고 있다. 사류펌프에 대한 경계조건은 흡수정이 포함되지 않은 경우와 동일한 경계조건을 적용하였으며, 입구부에는 압력 조건, 출구부에는 유량조건을 적용하였다. 그리고 흡수정의 top 영역은 자유표면의 압력인 0 Pa를 적용하였다. 흡수정과 임펠러, 임펠러와 디퓨저가 만나는 경계면은 frozen rotor 조건을 적용하였다. 그리고 벽면인 영역은 no-free slip 벽면 조건을 적용하였으며, 정상상태 계산을 수행하였다.

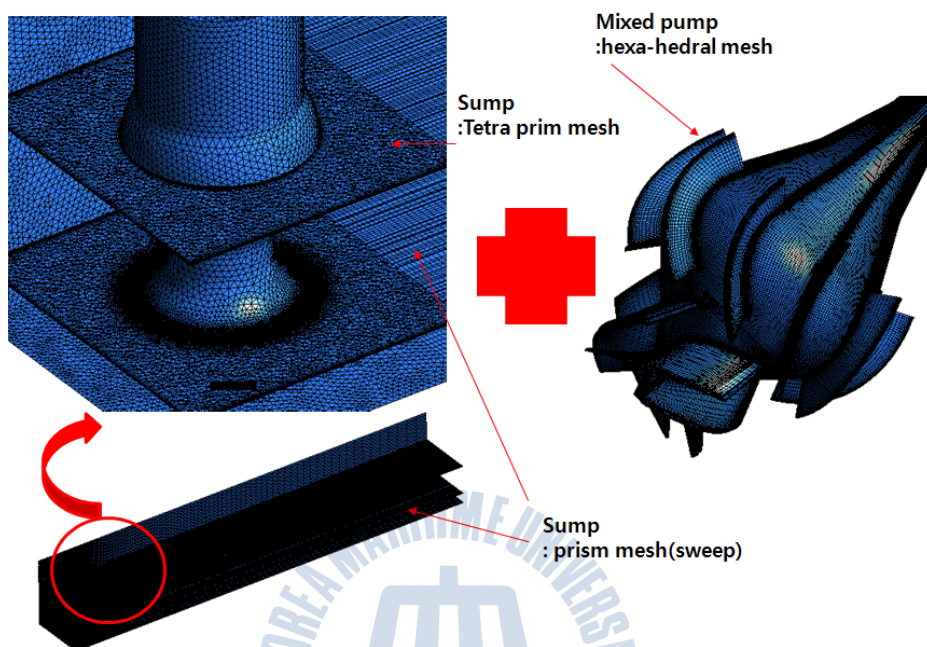


Fig. 6.25 Calculation mesh with the sump

Table 6.3 Mesh information with the sump

	Number of nodes	Mesh type
Inpeller domain	800,000	Hexa-hedral
Diffuser domain	2,370,000	Hexa-hedral
Sump domain	1,930,000	Tetra-prism and swepted prism
Total	5,100,000	–

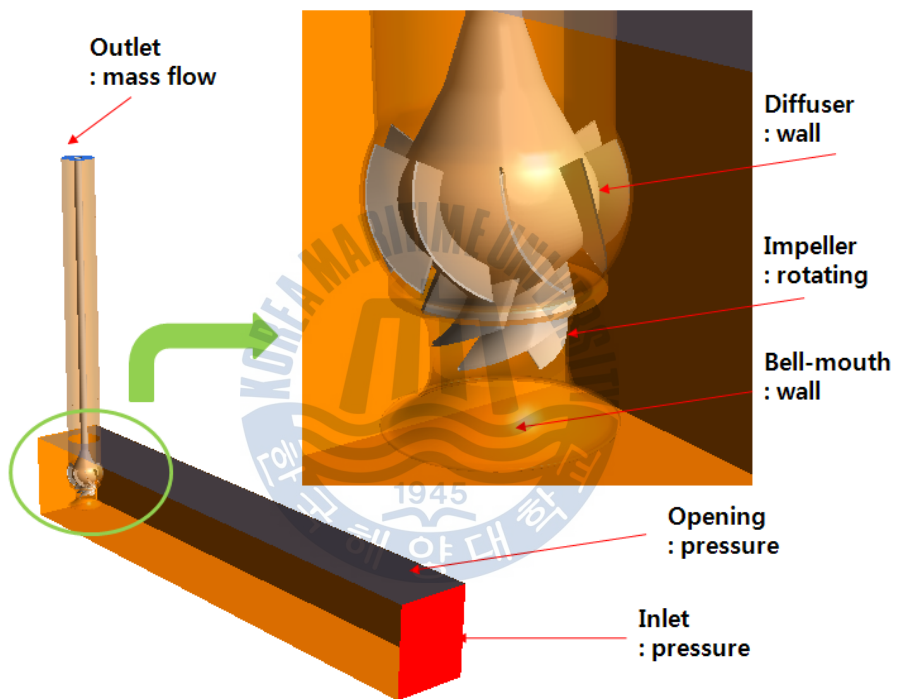


Fig. 6.26 Boundary conditions with the sump

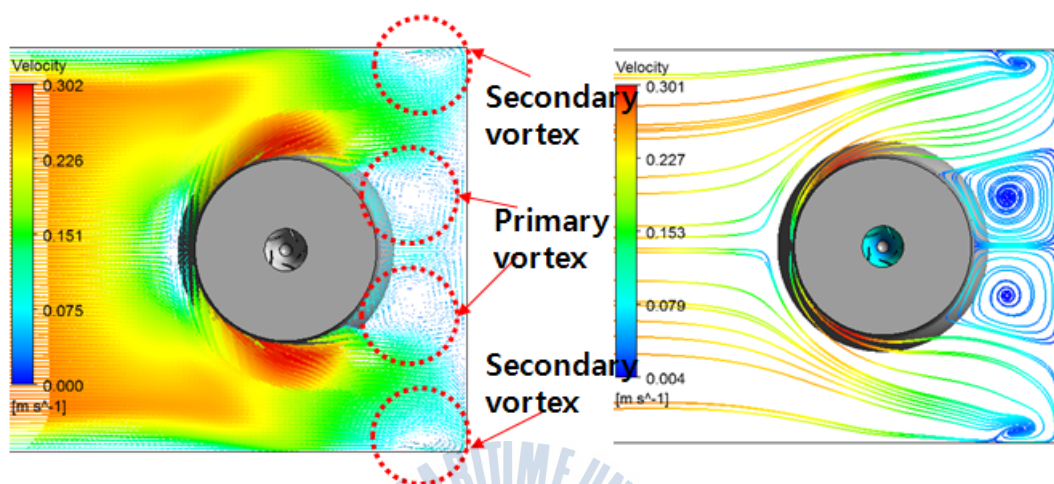
### 6.4.3 흡수정내 흡입관 주위의 유동특성

그림 6.27과 6.28은 사류펌프 설계유량조건에서의 흡수정 흡입관 주위의 자유표면 근처, 측벽 근처, 후벽 근처, 바닥벽 근처에서 발달하는 유동 특성을 속도벡터와 스트림라인으로 표현한 것이다. 그림 6.27(a)의 자유표면 근처에서는 유로방향으로 유동이 흡입관으로 유입되며, 흡입관과 유로방향으로 유동이 만나는 부분에서 속도가 다소 약해진다. 이후 흡입관 양측면으로 유동은 상대적으로 빠르게 흐른다. 그리고 후방에서 다시 느린 유동 속도를 갖는 유동장이 형성된다. 이러한 유동은 흡입관 후방에서 보텍스를 발생 시키며, 후방에서 발생한 두 개의 보텍스는 흡입관으로 자유표면 아래에서 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입된다. 그리고, 흡입관 후방 측벽 모서리 부분에서 작은 보텍스가 발생하는 것을 볼 수 있다. 자유표면 근처에서의 유동 분포가 대칭적으로 형성되며, 이러한 현상은 정상상태 계산으로 인한 것이다. 그림 6.27(b)의 측벽 근처에서의 속도벡터를 살펴보면, 흡입관으로 유입되는 유동은 흡입관 입구영역에서 유속이 가속되는 것을 볼 수 있다. 측벽에서 흡입관 방향으로 유입되는 유동영역에서 속도가 급격히 변하는 것을 볼 수 있으며, 또한 이 영역에서 측벽으로부터 발생하는 보텍스가 생성되어 이 보텍스는 흡입관 방향으로 갈수록 선회류를 발생시켜 흡입관으로 유입된다. 보텍스는 흡입관 중심으로부터 후방으로 약간 치우쳐 발생한다. 그림 6.28(a)에서 바닥벽 근처로부터 흡입관으로 유입되는 유동은 흡입관 중심부에서 2개의 유동 중심부가 나타났다. 임펠러가 회전함에도 불구하고 선회류가 발생하지 않고 대칭적인 유동이 형성되며, 이는 정상상태 계산으로 인한 결과로 보이며, 향후 비정상상태 계산을 통한 확인이 필요하다. 바닥벽 근처에서 발생하는 유동은 크게 세부분으로 나뉘어지며 흡수정 입구로부터 흡입관으로 유입되는 유동, 측벽으로부터 흡입관으로 유입되는 유동 그리고 후벽으로부터 흡입관으로 유입되는 유동이 형성된다. 흡입관의 전방에서 유입되는 속도가 다른 방향에서 유입되는 속도보다 상대적으로 빠른

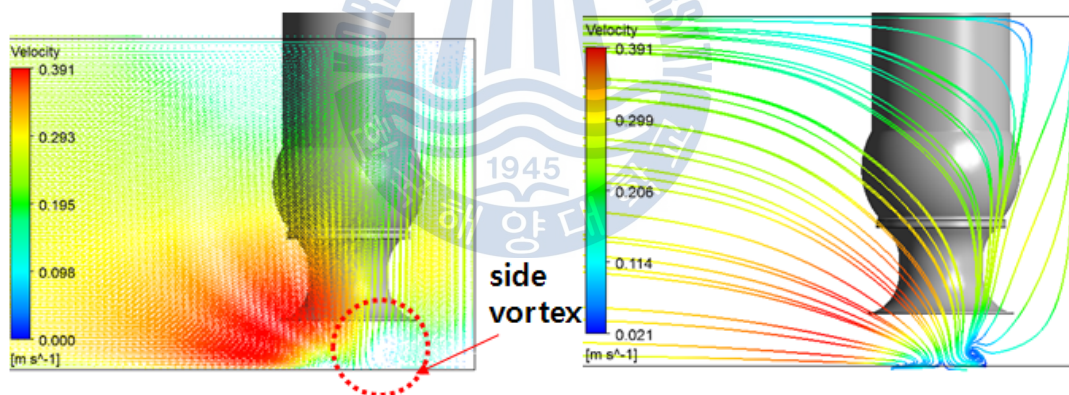


속도 구배를 가지고 있다. 후벽 근처에서의 속도벡터에서 흡입관 중심부 아래 작은 보텍스의 형성을 볼 수 있다. 이렇게 생성된 작은 보텍스는 유동의 대칭성이 깨어진다면, 큰 보텍스로 발달 할 것으로 사료된다. 그리고 후벽 모서리 부분에서는 아주 낮은 속도의 유동이 발생하므로 이 영역의 유동장은 정체 될 것으로 보인다. 그림 6.28(b)와 같이 후벽 근처에서 흡입관으로 유입되는 유동 역시 흡입관의 상부의 낮은 속도성분을 갖는 유동이 흡입관으로 접근 할 때 속도가 가속되어 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 각각의 벽으로부터 발생하는 보텍스 유동 중에서 바닥벽으로부터 발생하는 유동이 가장 빠르며, 약 1 m/s 속도 성분을 가지고 있다. 나머지 벽근처로부터 발생하는 유동은 가장 빠른 속도 0.3 ~ 0.4 m/s의 속도성분을 가지고 흡입관으로 유입된다.



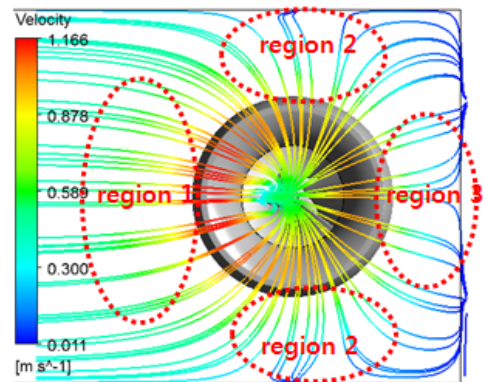
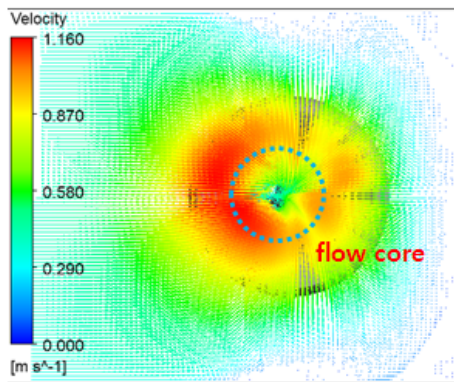


(a) Top view

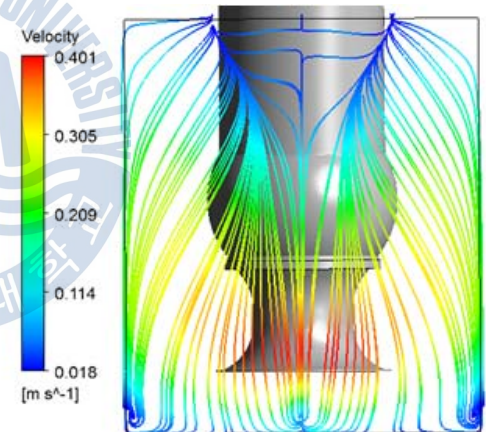
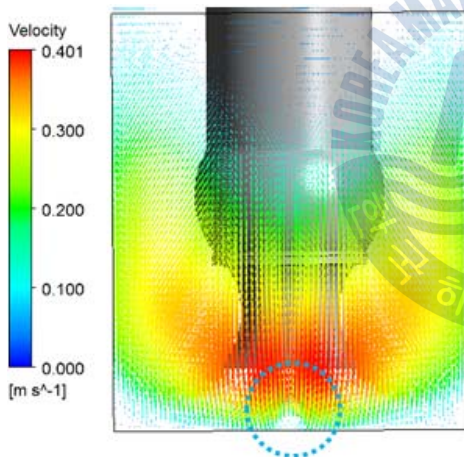


(b) Side view

Fig. 6.27 Velocity vector and streamline near the top and the side wall  
(at the design flow rate)



(a) Bottom view



(b) Back view

Fig. 6.28 Velocity vector and streamline near the bottom and the back wall  
(at the design flow rate)

#### 6.4.4 흡수정내 사류펌프의 유동특성

그림 6.29는 설계유량조건 100%의 결과로서, 사류펌프 허브에서 슈라우드의 스팬방향 50% 위치에서의 속도벡터이다. 임펠러와 디퓨저의 앞전으로 접근하는 유동 각도와 블레이드의 회전각도는 정성적으로 수평을 이루고 있다. 임펠러 영역의 속도벡터는 상대 속도벡터를 표시한 것이며, 디퓨저 영역의 속도벡터는 절대 속도벡터이다. 그러한 이유로 임펠러와 디퓨저 경계면에서의 속도벡터는 연속성을 갖지 않는다. 그리고 임펠러 블레이드 사이의 유로에 대한 유동은 블레이드와 수평하게 유동이 흘러가는 것을 볼 수 있으며, 효율을 저하하는 와류나 박리영역은 존재하지 않는다. 그러나 디퓨저 블레이드 유로사이의 유동은 흡입면 후단 윗부분에서 박리영역이 발생하는 것을 볼 수 있다. 이러한 박리영역의 발생은 흡수정을 포함하지 않은 결과와 마찬가지로 펌프 효율에 지배적인 영향을 미친다. 전체적인 속도성분의 분포는 흡수정이 포함되지 않은 결과와 유사한 유동분포를 가지고 있다. 그림 6.30은 설계유량조건 100%의 임펠러와 디퓨저의 블레이드와 허브 표면의 압력을 나타내고 있다. 임펠러에서는 흡입면에서 낮은 압력이 형성되어, 블레이드 뒷전으로 갈수록 압력이 상승한다. 특히 흡입면 앞전 부분에서 가장 낮은 압력 분포가 나타나는 것을 볼 수 있다. 압력면에서는 흡입면과 동일하게 블레이드 앞전에서 낮은 압력이 뒷전으로 갈수록 상승하는 것을 볼 수 있다. 그러나 블레이드 뒷전 끝단 부분에서 컷된 형상으로 인하여 낮은 압력이 형성되는 것을 볼 수 있다. 디퓨저는 회전속도를 압력으로 변환해주는 역할이므로 유로방향으로 갈수록 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 그림 6.31은 사류펌프 내부를 스트림라인으로 표현한 것이다. 임펠러에서는 블레이드의 유로방향을 따라 유동이 흘러가며, 디퓨저에서는 블레이드를 지난 유동이 일부 정체하는 영역을 볼 수 있으며, 디퓨저 블레이드 후방에서 샤프트 축을 기준으로 선회류가 형성된다. 그림 6.32는 흡수정내부의 유동을 스트림라인으로 표현한 것이다. 흡입관 주위의 유동은 자유표면에서 보

텍스가 발생하여 이 보텍스는 자유표면 아래 선회류를 유발한다. 이 선회류는 흡입관으로 유입된다. 그리고 측벽, 바닥벽, 후벽으로부터 유동이 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 그림 6.33과 그림 6.34은 임펠러와 디퓨저 블레이드 표면에서의 20%, 50% 및 80% 스펠에 대한 압력분포이다. 임펠러의 스펠방향에 따라 압력면, 흡입면의 블레이드 의 중간영역으로 갈수록 압력이 상승하다가 뒷전 부근에서 압력면의 압력은 하강하고, 흡입면의 압력은 상승한다. 스펠 방향이 허브 방향으로 갈수록 압력면과 흡입면상의 압력차는 크게 발생한다. 그리고 임펠러 앞전 흡입면 부근에서는 증기압 이하의 압력이 생성되는 것을 볼 수 있으며, 이 영역에서 캐비테이션이 발생한다. 디퓨저에서는 흡입면의 압력이 블레이드 앞전부근에서는 상승하다가 블레이드 중간 영역까지 감소하며, 다시 블레이드 뒷전까지 압력이 상승한다. 압력면에서는 블레이드 중간영역까지 압력이 상승하다가 뒷전까지 감소하는 경향이 나타났다. 허브 방향으로 갈수록 블레이드 상의 압력은 전체적으로 상승한다. 그림 6.35는 설계유량조건 100% 결과의 임펠러 부분에서 캐비테이션이 발생 할 수 있는 영역을 표시한 것이다. 흡입면의 슈라우드 부근에서 이러한 영역이 상대적으로 넓게 분포하며, 보다 정확한 사류펌프의 효율을 예측하기 위하여 캐비테이션 영향을 고려한 효율을 예측하여야 한다.



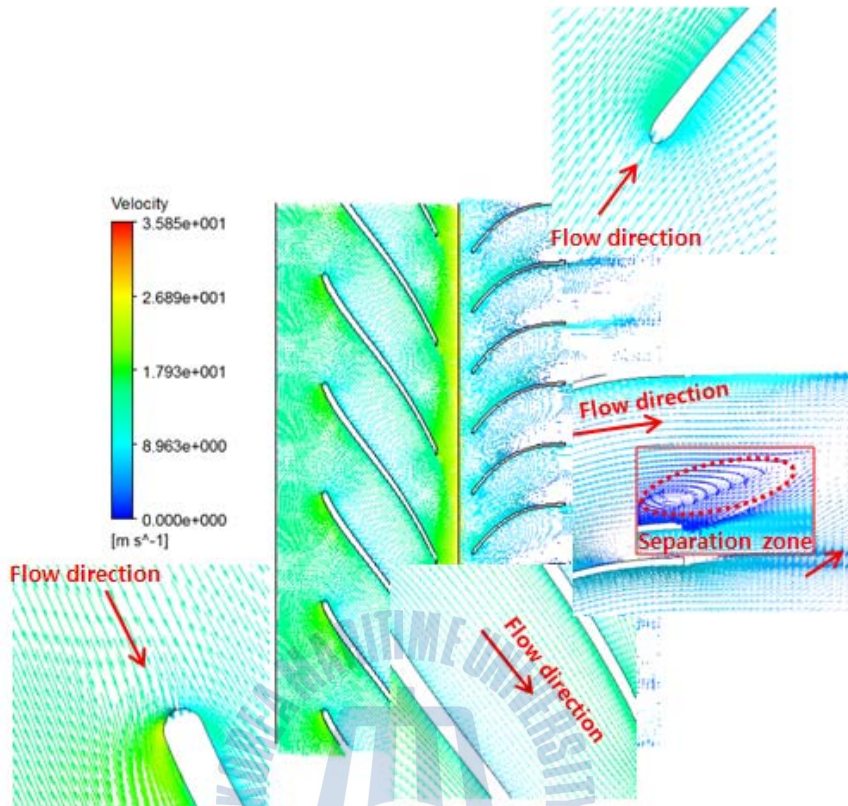


Fig. 6.29 Velocity vector distribution on the span 0.5  
at the design flow rate

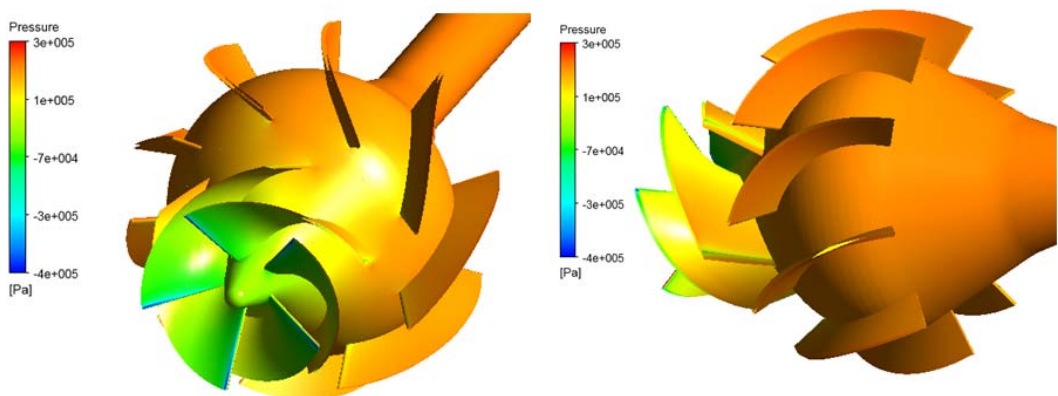


Fig. 6.30 Pressure distribution on the blade and the hub  
at the design flow rate

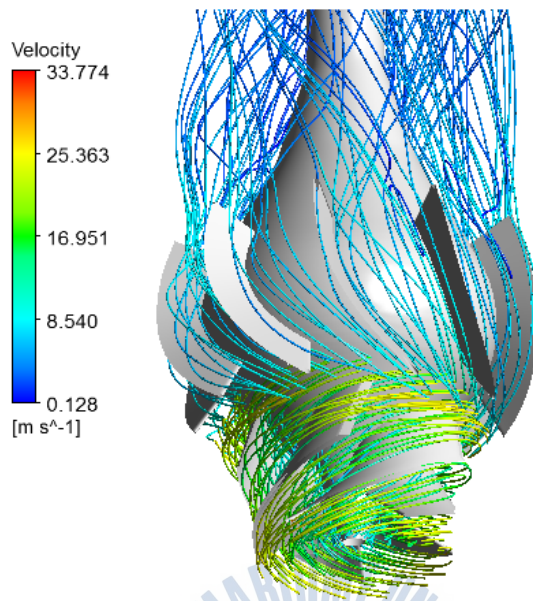


Fig. 6.31 Streamline in the mixed flow pump

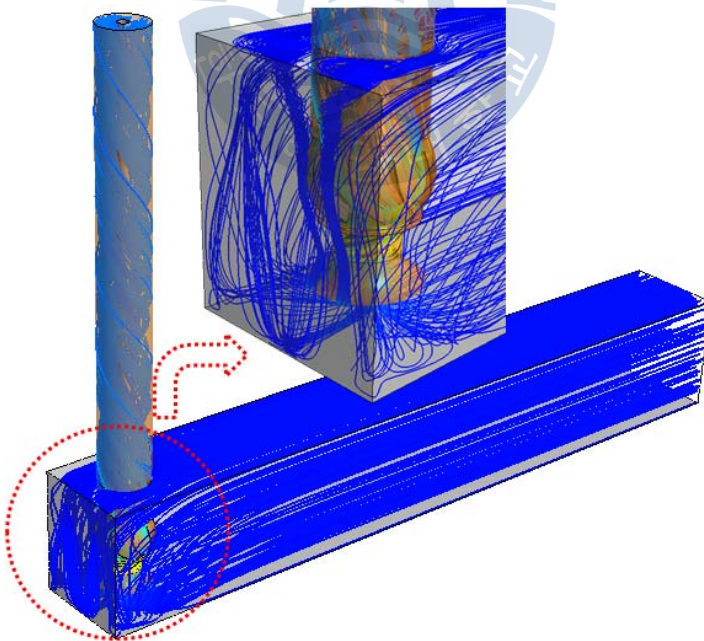


Fig. 6.32 Streamline in the sump



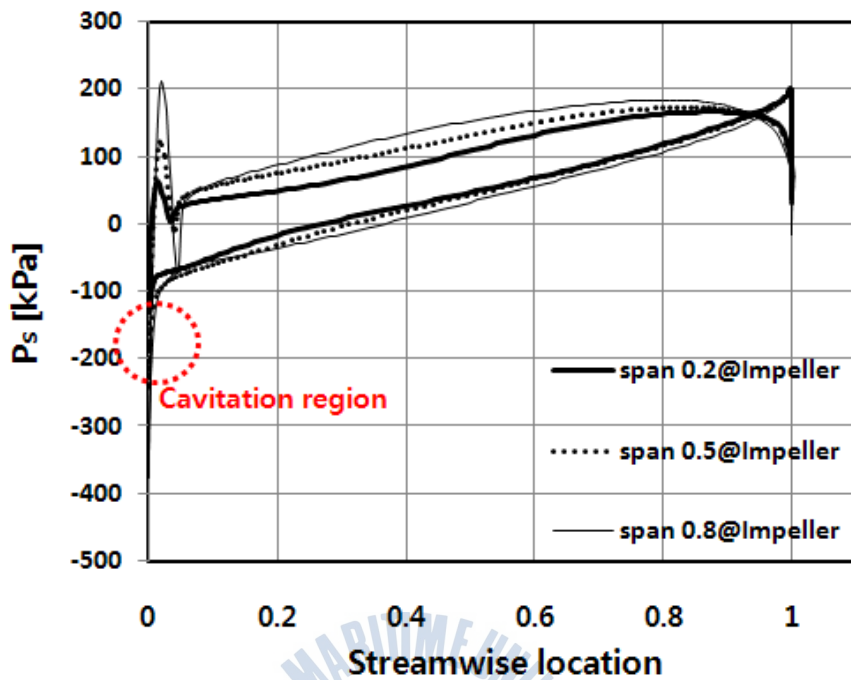


Fig. 6.33 Pressure distribution on the blade surface at the impeller

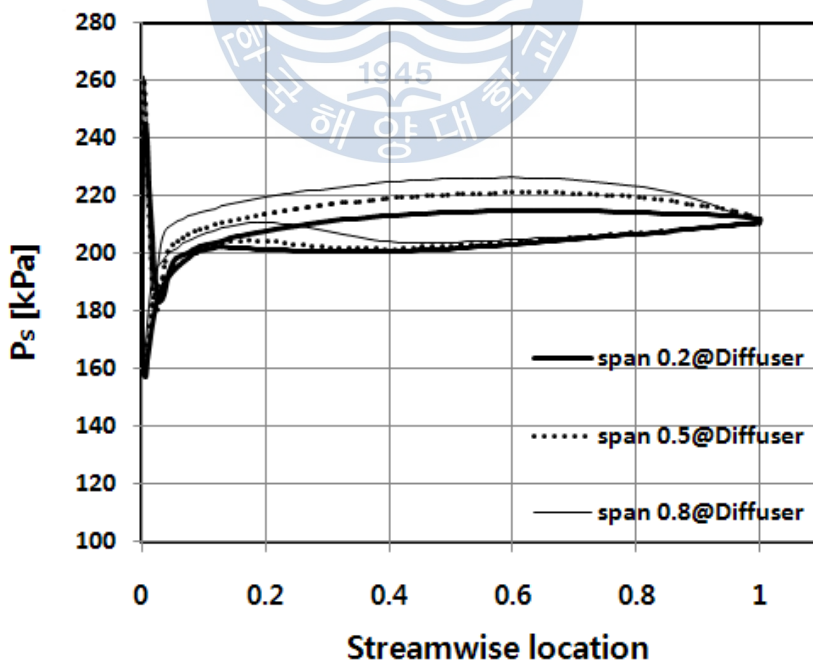


Fig. 6.34 Pressure distribution on the blade surface at the diffuser

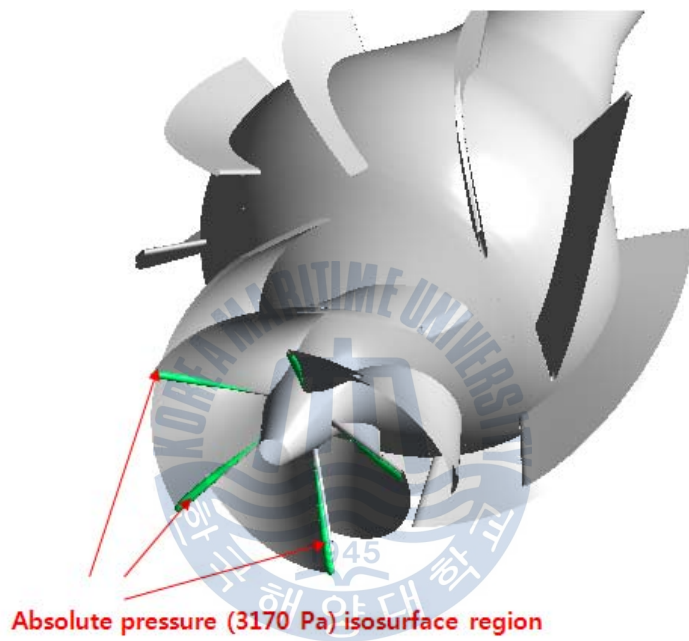


Fig. 6.35 Vapor pressure region of the mixed flow pump

#### 6.4.5 캐비테이션을 적용한 사류펌프의 유동특성

캐비테이션은 액체의 압력이 액체의 증기압까지 저하했을 경우 발생하며 생성된 증기 기포는 압력이 높은 영역의 흐름에 따라 붕괴된다. 캐비테이션은 복잡한 다상류현상이며, 현재로서는 캐비테이션에 대해 존재하는 현상을 모두 고려한 CFD 모델은 존재하지 않는다. 완전한 2상 모델에서는 많은 시간, 길이 스케일을 모델화할 필요가 있으며, 실험에 의한 많은 부분에서 경험치를 도입하여야한다. ANSYS CFX의 캐비테이션 모델은 다음과 같은 가정을 두고 있으며, Rayleigh plesset 방정식(RPE:1948)을 사용한다.

- 액상과 기상의 속도장은 같다.
- 액상과 기상의 온도장은 같다.
- 액체 영역에서는 비압축성, 증기 영역에서는 압축성의 물성치
- 등엔트로피 과정이므로 에너지 방정식의 해는 불필요하다.

Rayleigh plesset 모델은 증기의 생성과 응축에 대한 방정식이며, 액상내에서 기상의 기포 증가에 대하여 서술하고 있다. 그 식은 식 6.8과 같다.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (6.8)$$

여기서,  $R_B$  는 기포의 반경이며,  $p_v$ 는 기포내의 압력,  $p$ 는 버블 주위의 액상 압력,  $\rho_f$ 는 액상의 밀도,  $\sigma$ 는 액상과 기상 사이의 표면장력을 나타낸다. 액상 내의 기포의 직경변화율은 2차 이상을 생략하면 다음과 같다.

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (6.9)$$

그리고 기포에 대한 볼륨의 변화율과 질량 변화율은 다음식으로 표현된다.

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^3 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (6.10)$$

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (6.11)$$

만일 단위볼륨당 기포의 개수를  $N_B$  라고 하면, 볼륨 분율  $r_g$ 는 식 6.12와 같이 표현된다.

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (6.12)$$

그리고, 단위볼륨당 질량 전달율은 다음식과 같다.

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (6.13)$$

이식은 기포가 커진다는 가정에서 유도되었으며, 기포가 응축되는 것을 포함하면 다음식과 같이 된다.

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \text{sign}(p_v - p) \quad (6.14)$$

여기서  $F$ 는 실험 인자이며, 이것은 응축과 증발에서 서로 다른 비율로 발생하는 현상을 묘사하기 위한 실험 인자이다. 일반적으로 응축이 증발보다 천천히 진행된다.  $\text{sign}$ 은 ()안의 값이 음수이면 -1, 0이면 0, 양수이면 1을 반환하는 함수이다. 모델링을 목적으로 기포의 직경  $R_B$ 는 nucleation site 반경  $R_{nuc}$ 로 대체된다. 증발과 응축의 생성에 대한 식 6.14에 대하여 증발에 대한 수정이 필요하다. 증발은 nucleation site에서 시작되며, 증기의 볼륨분율이 증가 할 수록 nucleation site density는 감소한다. 증발분율  $r_g$ 는 식 6.14에서  $r_{vc}(1-r_g)$ 로 대체된다. 최종 수정된 증기발생율에 대한 식은 식 6.15와 같다.

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{vc}(1-r_g)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \text{sign}(p_v - p) \quad (6.15)$$

여기서,  $r_{nuc}$ 는 nucleation site의 볼륨분율을 나타낸다. 질량 전달율을 계산하기 위하여, 기포의 공간상의 차지하는 농도와 반경의 가정이 필요하다. CFX에서 캐비테이션 모델을 수행하기 위한 Rayleigh-Plesset 모델은 다음과 같은 파라미터를 디폴트로 사용한다.

- $R_{nuc} = 1 \mu m$
- $r_{vc} = 5E-4$
- $F_{vap} = 50$
- $F_{cond} = 0.01$

Table 6.3은 물에 대한 물성치를 나타내고 있다. 캐비테이션 모델을 사용하기 위하여 물에 대한 증기 압력을 알아야 하며, 본 해석은 물 25℃일 때의 증기압력 3,170 Pa를 적용하였다.

Table 6.3 Physical properties of water(SI unit)

Temperature, ℃	Specific weight <sup>b</sup> , γkN/m <sup>3</sup>	Density, ρkg/m <sup>3</sup>	Bulk modulus of elasticity <sup>c</sup> , K kPa	Dynamic viscosity, μPa·s	Kinematic viscosity, νm <sup>2</sup> /s	Surface tension <sup>d</sup> , σN/m	Vapor pressure, p <sub>v</sub> kPa	Vapor pressure, p <sub>v</sub> kPa WC m
0	9.805	9.998 E+2	1.98 E+6	1.78 E-3	1.79 E-6	0.0765	0.61	0.06
5	9.807	1.000 E+3	2.05 E+6	1.52 E-3	1.52 E-6	0.0749	0.87	0.09
10	9.804	9.997 E+2	2.10 E+6	1.31 E-3	1.31 E-6	0.0742	1.23	0.13
15	9.798	9.991 E+2	2.15 E+6	1.14 E-3	1.14 E-6	0.0735	1.70	0.17
20	9.789	9.982 E+2	2.17 E+6	1.00 E-3	1.00 E-6	0.0726	2.34	0.24
25	9.777	9.970 E+2	2.22 E+6	8.90 E-4	8.93 E-7	0.0720	3.17	0.32
30	9.764	9.957 E+2	2.25 E+6	7.98 E-4	8.00 E-7	0.0712	4.24	0.43
40	9.730	9.922 E+2	2.28 E+6	6.53 E-4	6.58 E-7	0.0696	7.38	0.76
50	9.689	9.880 E+2	2.29 E+6	5.47 E-4	5.53 E-7	0.0679	12.33	1.27
60	9.642	9.832 E+2	2.28 E+6	4.66 E-4	4.74 E-7	0.0662	19.92	2.07
70	9.589	9.778 E+2	2.25 E+6	4.04 E-4	4.13 E-7	0.0644	31.19	3.25
80	9.530	9.718 E+2	2.20 E+6	3.54 E-4	3.64 E-7	0.0626	47.34	4.97
90	9.466	9.653 E+2	2.14 E+6	3.15 E-4	3.26 E-7	0.0608	70.10	7.41
100	9.399	9.584 E+2	2.07 E+6	2.82 E-4	2.94 E-7	0.0589	101.33	10.78

그림 6.36은 캐비테이션 모델을 적용한 사류펌프에서의 20%, 50%, 80% 스팬에 대한 유량조건 80%, 100%, 120% 일때의 압력분포를 나타내고 있다. 유량 조건 80%에서는 허브에서 슈라우드 방향으로 갈수록 임펠러 블레이드 앞전에서의 압력이 감소하며, 블레이드와 블레이드 사이의 압력은 유로방향으로 증가한다. 임펠러 흡입면 앞전에서 압력이 가장 낮게 나타났으며, 이러한 영역은 허브 방향으로 갈수록 넓게 분포한다. 그리고 유량이 증가할수록 임펠러 블레이드 유로 사이의 압력 구배는 작게 나타나며, 압력면의 앞전에서 허브 방향으로 낮은 압력 분포가 나타났다. 그림 6.37에서 임펠러 블레이드 주위에서 캐비테이션의 영역 및 크기를 관찰 할 수 있다. 유량이 적을수록, 허브 방향으로 갈수록 캐비테이션의 영역은 상대적으로 넓게 분포한다. 설계유량조건 80%에서 스팬방향 허브에서 슈라우드 방향 20%, 50%, 80%에서 캐비테이션이 관찰되었으며, 설계 유량조건 100%에서는 스팬방향 20%를 제외한 임펠러 블레이드 흡입면 앞전에서 캐비테이션 영역이 관찰 되었다. 그리고 설계유량조건 120%에서는 50%, 80% 스

팬에서 캐비테이션 영역이 관찰 되었다. 그림 6.38은 사류펌프 캐비테이션이 발생하는 영역을 나타낸 것이다.

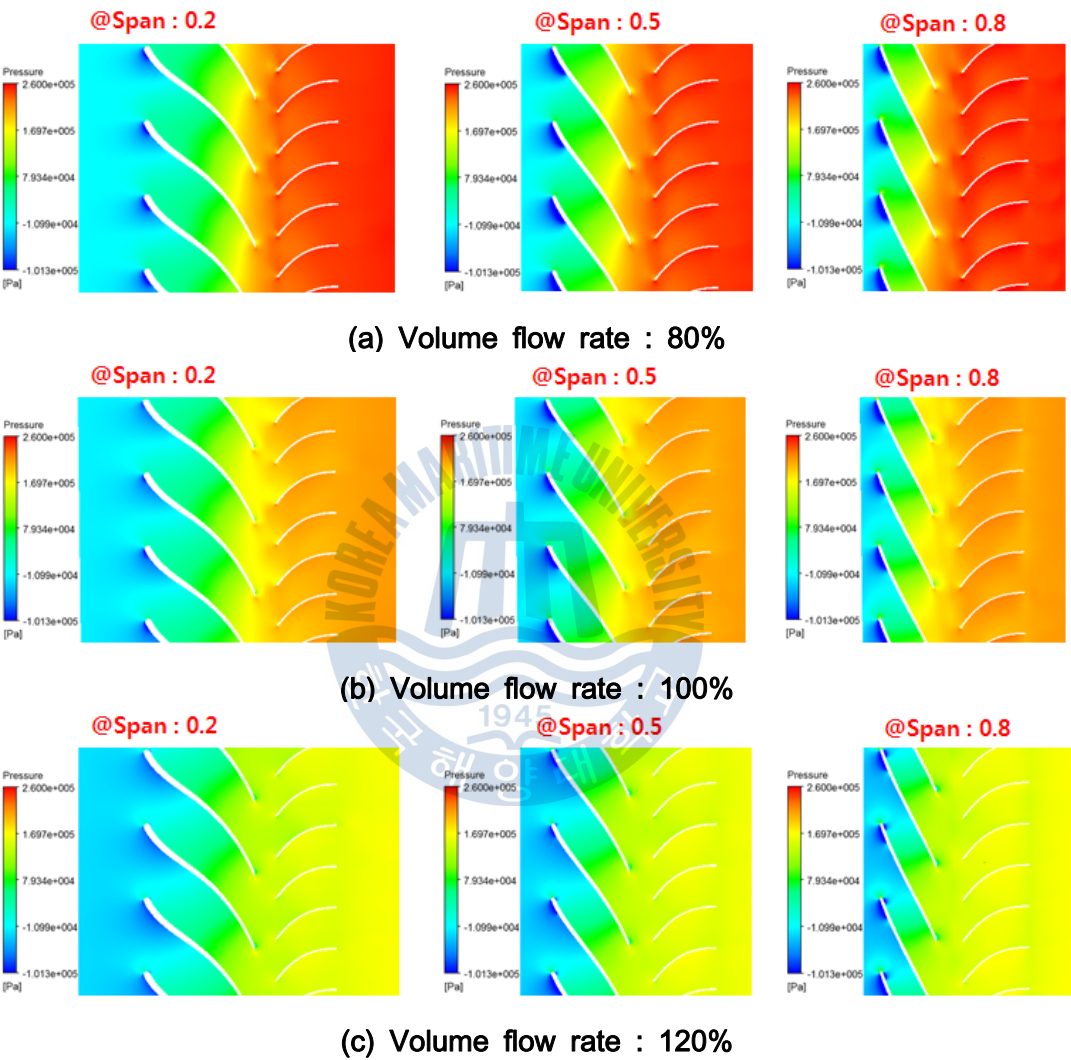
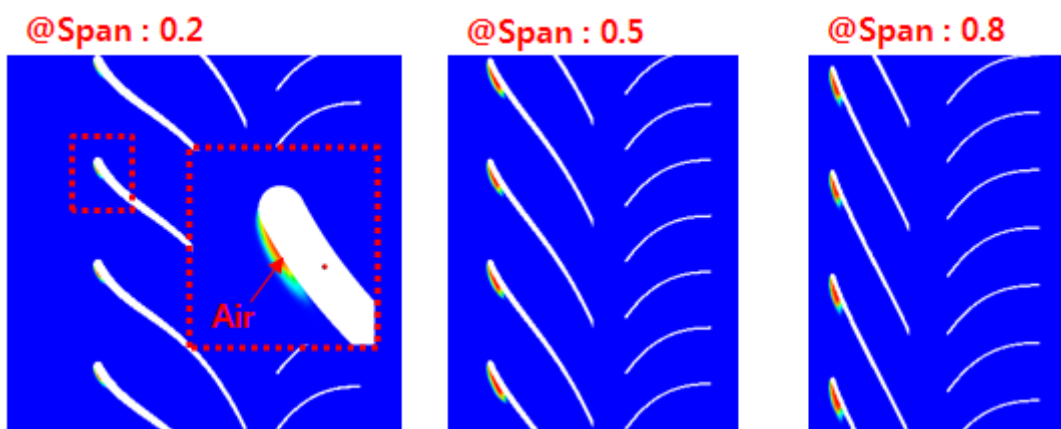
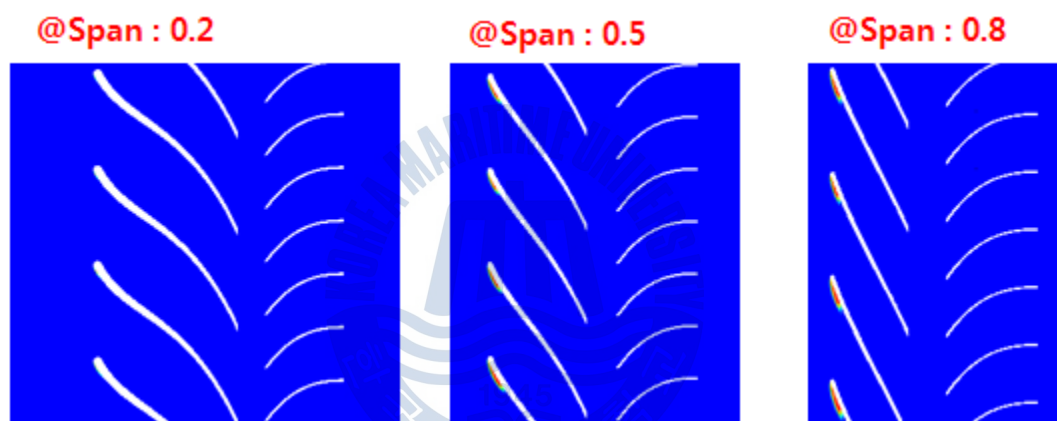


Fig. 6.36 Pressure distribution with the cavitation model

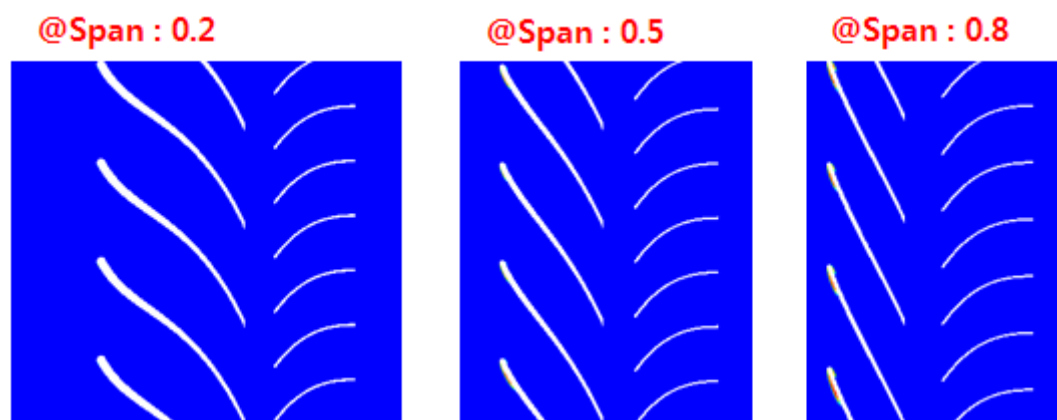




(a) Volume flow rate : 80%



(b) Volume flow rate : 100%



(c) Volume flow rate : 120%

Fig. 6.37 Cavitation region of the impeller and the diffuser blade

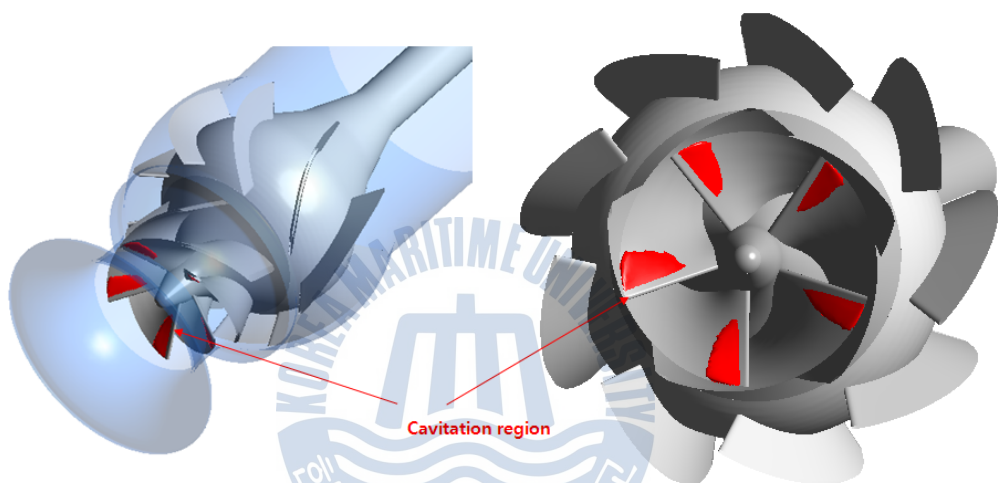


Fig. 6.38 Cavitation region of the mixed flow pump

#### 6.4.6 흡수정을 포함한 사류펌프의 성능곡선

흡수정 포함 유무에 따라 사류펌프의 효율은 달라지며 이러한 현상을 세부적으로 표현하기 위하여 그림 6.39와 같이 흡입관 아래 각 위치에서의 설계유량 100%의 계산결과에 대하여 와도, 난류운동에너지를 비교하였다. 기준 좌표는 흡입관 중심점을 기준으로 바닥벽 방향으로 0.01 mm, 0.1 mm, 0.3 mm 위치에서 유로방향인 x방향 -1.5 m ~ 1.5 m, 유로방향에 대한 수직방향인 y 방향 -1.5 m ~ 1.5 m 에 대하여 정량적인 값을 비교하였다. 그림 6.40과 6.41은 각각의 위치에서 와도값을 나타낸 것이다. 그림 6.40의 유로방향에 대한 수직방향의 와도는 흡수정이 포함되지 않은 경우,  $\pm 0.6$  m 위치 이후 와도에 대한 값이 존재하지 않는 이유는 해석영역에 포함되지 않았기 때문이다. 흡수정을 포함하지 않는 사류펌프에 대한 와도값은 0에 가까운 값을 가지고 있다. 그러나 흡수정이 포함되는 경우 와도값의 변화가 발생하였다. 캐비테이션이 적용된 경우가 적용하지 않은 경우보다 와도의 값이 높게 발생하였으며, 흡입관 아래 0.01 m의  $\pm 1$  m 영역에서 와도의 급격한 변화가 발생한다. 이것은 흡입관의 끝단으로 유동이 유입되면서 선회류가 발생하기 때문이다. 와도분포 가운데 절대 값이 같은 위치가 벨마우스 중심으로부터 0.25 m 떨어진 곳에서 발생하였다. 이것으로부터 흡입관 아래에서 두 개의 와가 발생한다는 사실을 알 수 있다. 흡입관으로부터 멀어질수록 와도는 약하게 발생하였다. 그림 6.41은 유로방향에 대한 와도를 나타낸 것이다. 흡수정을 갖지 않은 사류펌프에서는 대칭적인 구조가 나타났으며, 흡수정을 포함하는 경우 흡수정의 후벽 근처 보다 흡수정 유로 방향 선단부에서 높게 나타났다. 그리고 캐비테이션 모델을 적용하지 않은 경우가 적용한 경우보다 높게 나타났다. 흡입관 아랫방향으로 갈수록 와도는 높은 값이 발생하였다. 유로방향에 대한 수직방향의 와도 값이 유로방향에 대한 와도 값보다 높게 나타났다. 그림 6.42와 6.43은 각 위치에서의 난류운동에너지(turbulent kinetic energy)를 나타낸 것이다. 이것은 유체의 흐름에서 유체의

평균 운동 에너지로부터의 변동 성분의 운동 에너지로서 난류 강도를 나타낸다. 난류 운동에너지는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$k_t = \frac{1}{2} \overline{u^2} \quad (6.16)$$

그리고 이 난류 운동에너지는 난류 강도의 식으로 표현될 수 있다. 그 식은 다음과 같다.

$$k_t = \frac{3}{2} (u_{avg} I)^2 \quad (6.17)$$

난류 운동 에너지의 분포를 안다면, 난류 강도를 알 수 있다. 그림 6.42는 유로방향에 대한 수직한 방향에 대하여 난류 운동에너지를 나타낸 것이다. 흡수정이 포함되지 않은 경우, z 값에 따라 동일한 값을 가지며, 벽면 부분에서 가장 높은 값을 갖는다. 이것은 벽면부근에서 난류강도가 가장 높다는 것이다. 그러나 흡수정이 포함되는 경우 흡입관 중심부에서 가장 높게 나타나며 이 값은 흡수정이 포함되지 않은 값보다 높게 나타났다. 캐비테이션 적용 유무에 따라서는 유사한 분포를 나타내고 있다. 그림 6.43의 유로방향에 대한 난류 운동 에너지는 흡수정이 포함되지 않은 경우가 가장 낮게 나타났으며, 캐비테이션이 포함되지 않은 경우가 캐비테이션이 포함되는 경우보다 높게 나타났다. 그리고 흡수정 후벽 근처에서 높은 난류 운동에너지를 가지고 있다. 이러한 유동 특성으로 흡수정이 포함하지 않은 사류펌프의 효율이 흡수정을 포함한 흡수정보다 효율이 높게 나타난다. 그림 6.44는 유량변화 조건에 대한 캐비테이션의 적용 유무 따른 토크 변화를 나타낸 것이다. 설계유량기준 100%에서는 흡수정이 없는 사류펌프에서 토크가 가장 높게 나타났으며, 흡수정을 포함한 캐비테이션 유무에 따라서는 토크가 거의 비슷하게 나타났다. 특히 설계 유량 80%로

유입되는 조건에서는 토르크 값이 상대적으로 급격하게 증가 하였다. 이러한 증가는 사류펌프의 효율저하에 영향을 미친다. Table 6.4는 설계 유량에서의 효율 값을 비교한 것이다. 흡수정을 포함하고 있지 않은 사류펌프의 효율은 90.9%이며, 흡수정을 포함한 경우는 89%의 효율이 나타났다. 흡수정을 포함하는 경우의 효율이 1.9%로 감소하였다. 이러한 현상은 흡수정에서 흡입관으로 유입되는 유동정보와 흡입관의 형상 손실로 인한 것이다. 그리고 흡수정을 포함하고 캐비테이션을 적용한 경우 86.7%의 효율이 나타났다. 흡수정을 포함하지 않은 경우의 효율 대비 4.2% 감소하였다. 그림 6.45는 유량 변화에 따른 효율, 헤드, 소모전력과 같이 사류펌프 성능곡선을 나타낸 것이다. 유량 변화에 따라 흡수정 포함유무에 대한 효율의 경향은 비슷하게 나타났으며, 효율은 약 2% 감소한 형태로 나타났다. 그러나 캐비테이션이 적용된 경우 유량이 감소할수록 효율의 변화 즉 효율의 감소는 크게 나타났다. 헤드변화의 경우 유량이 감소할수록 다소 감소하였다. 축동력은 캐비테이션이 적용된 설계유량 80%를 제외하고는 유사한 경향이 나타났다.

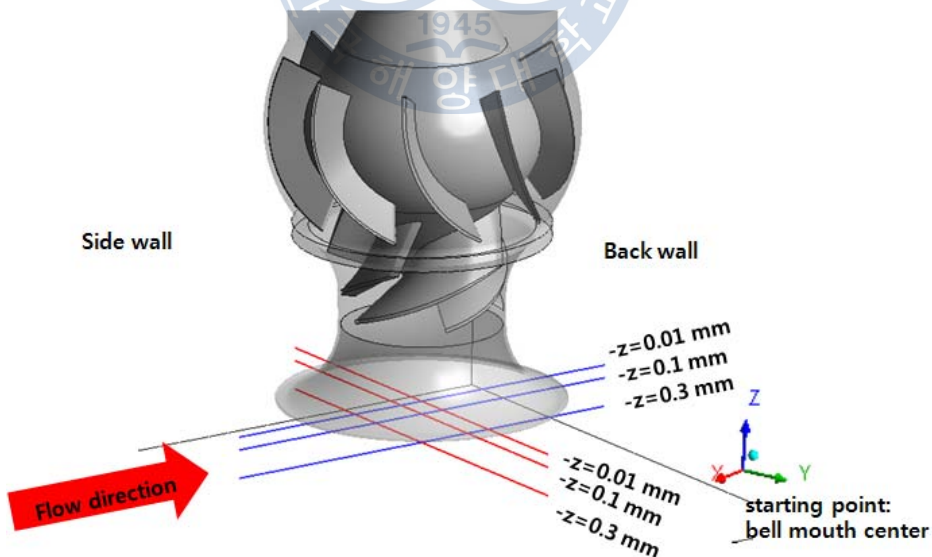


Fig. 6.39 Location on the geometry for the vorticity and the turbulence kinetic energy distribution

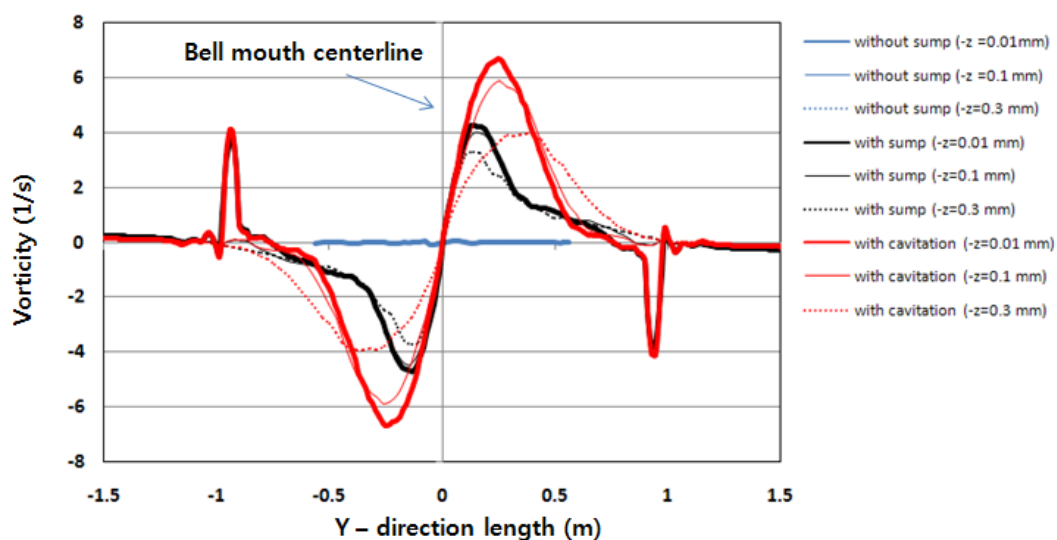


Fig. 6.40 Vorticity Z distribution from the Y-axis  
(at the design flow rate)

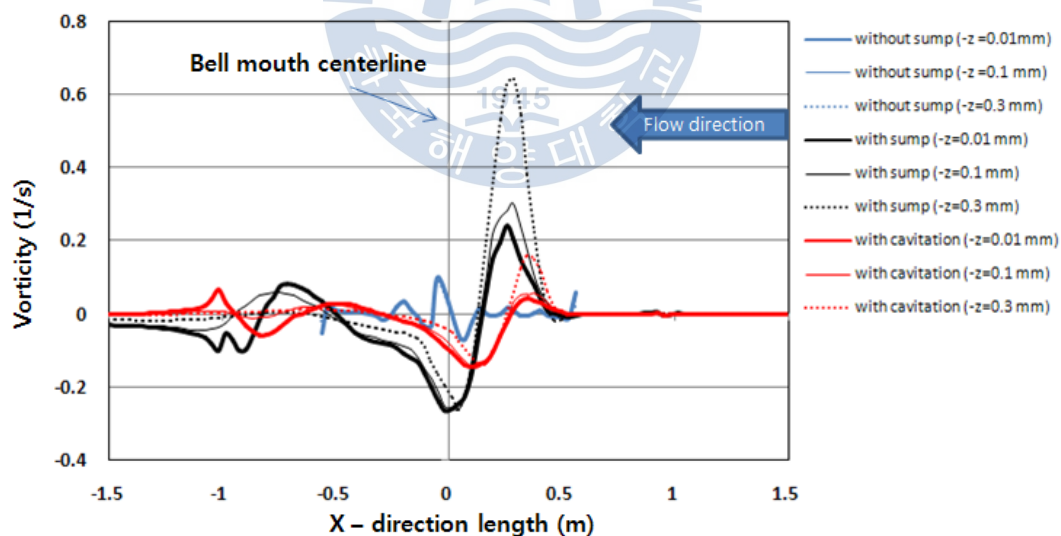


Fig. 6.41 Vorticity Z distribution from the X-axis  
(at the design flow rate)

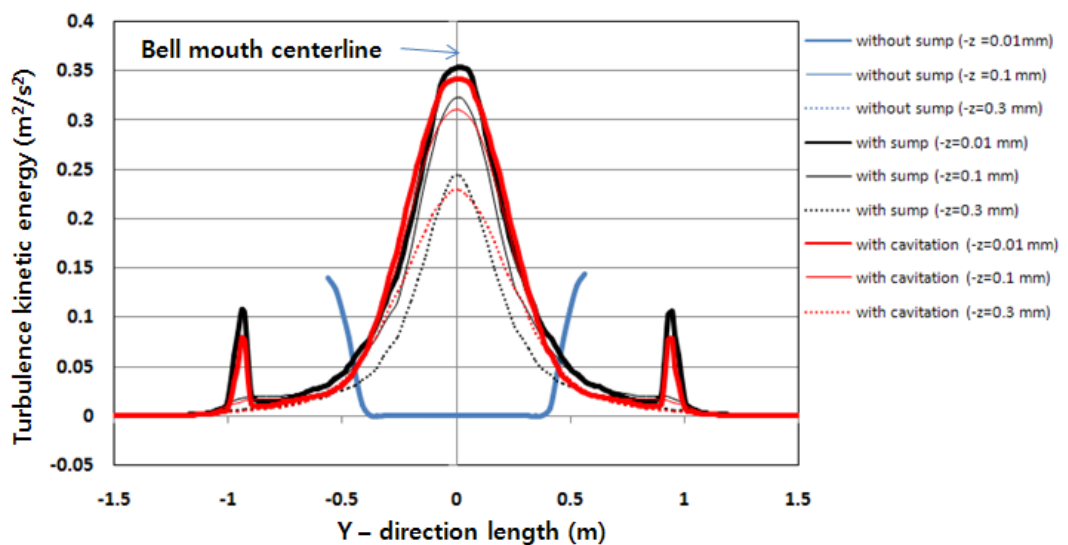


Fig. 6.42 Turbulence kinetic energy distribution from the Y-axis  
(at the design flow rate)

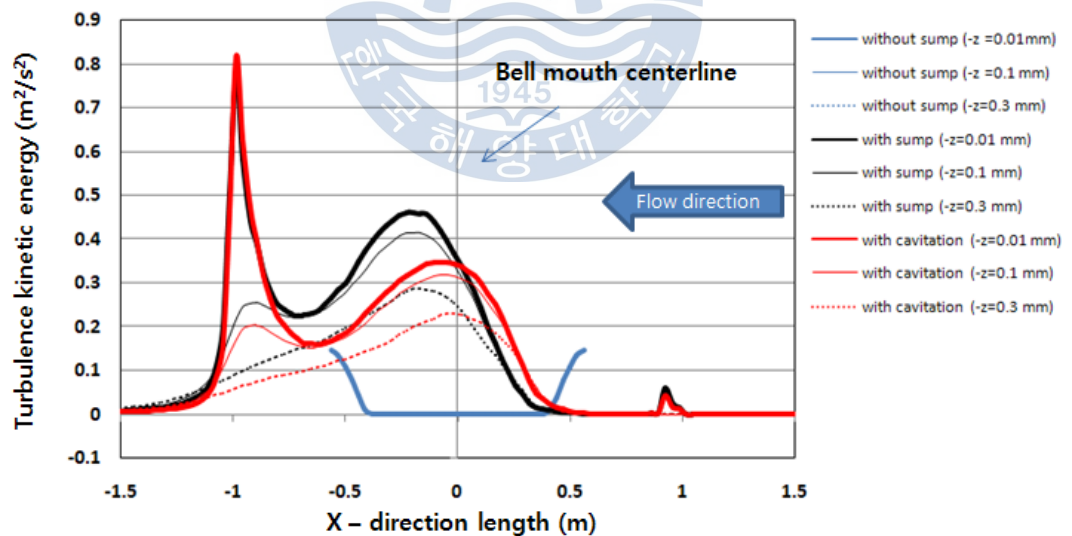


Fig. 6.43 Turbulence kinetic energy distribution from the X-axis  
(at the design flow rate)



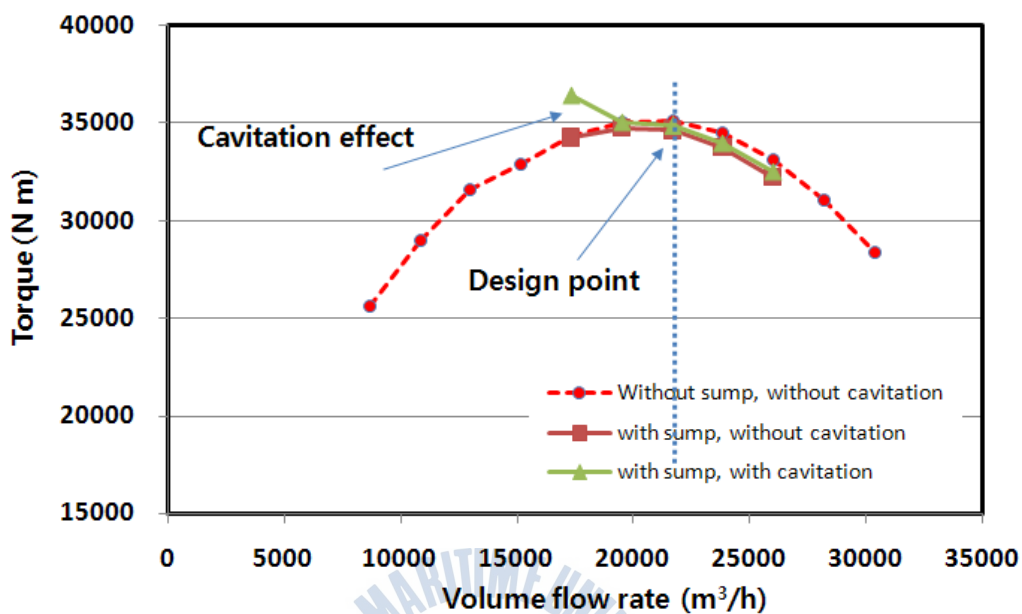


Fig. 6.44 Torque curve due to changes in the volume flow rate with or without the cavitation model

Table 6.4 Mixed flow pump efficiency at the design flow rate

Condition	Efficiency (%)	Different efficiency (%)
without sump without cavitation model	90.9	–
with sump without cavitation model	89.0	1.9
with sump with cavitation model	86.7	4.2

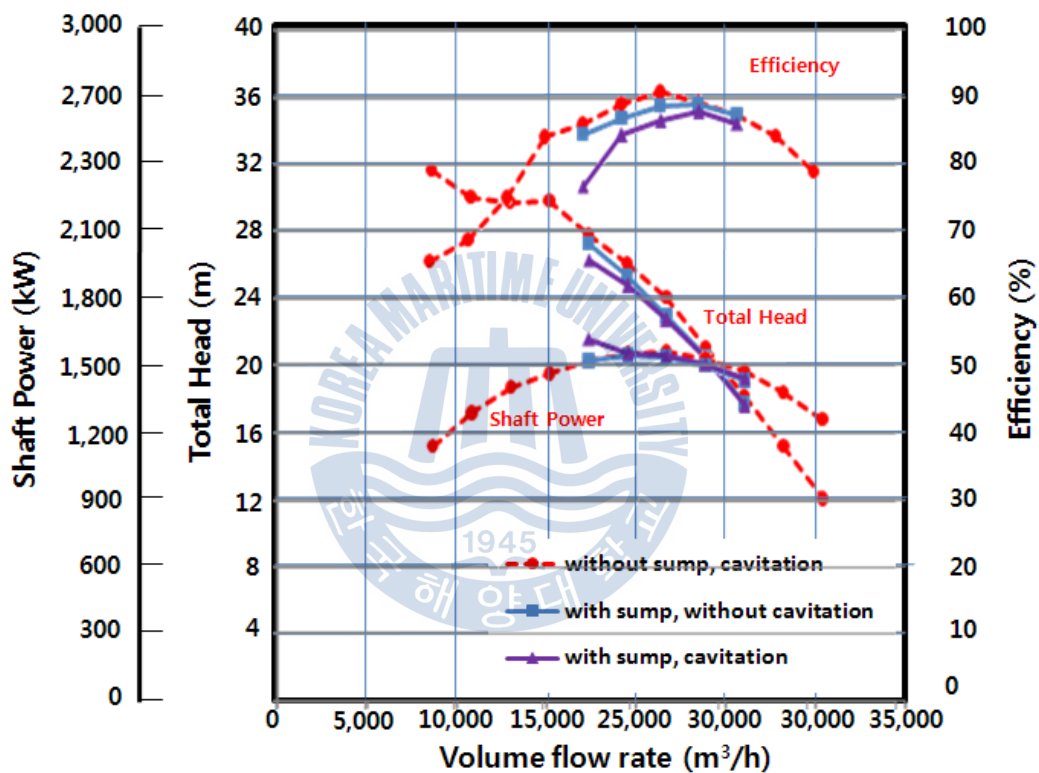


Fig. 6.45 Performance curve for the mixed flow pump with the sump

## 6.5 수중 보텍스 억제를 위한 흡수정내 AVD를 포함한 사류펌프 성능해석

흡수정내에 설치되는 AVD의 영향을 알아보기 위하여 흡입관 아래 부분 AVD 유무에 따른 사류펌프의 성능해석을 수행하였으며, 불안정한 유동조건을 발생시켜 흡입관으로 유입되는 경우에 대하여 AVD에 대한 사류펌프 효율 성능평가를 수행하였다.

### 6.5.1 수치해석을 위한 AVD 형상 및 계산조건

그림 6.46과 그림 6.47은 수중 보텍스를 억제하기 위하여 흡수정과 흡입관내에 사류펌프가 설치되어 있는 형상에 대하여 흡입관 아래에 설치되는 AVD 형상과 치수를 나타내고 있다. AVD의 형상은 삼지창 형태로서 흡입관 아래에 설치되어 있다. 이 AVD는 흡입관 아래 그리고 측벽에서 발생하는 수중 보텍스를 억제하기 위한 형상이다. AVD의 형상 중 중간영역의 형상은 800 mm의 저면과 100 mm의 상면으로 높이방향 400 mm로 테이퍼된 형상이며, 나머지 형상은 524.8 mm의 삼각형 형태로 되어 있다. 전체 AVD의 가로, 세로 치수는 각각 3,080 mm, 4,000 mm 이다. 계산조건으로는 앞서 계산 조건인 설계유량 대비 80% ~ 120%에 대하여 수행되었으며 각각의 경계조건은 AVD의 존재 유무에 따라 동일한 경계조건을 사용하였다. 또한 캐비테이션 유동현상은 본 계산에 포함시키지 않았으며, 정상상태로 계산을 수행하였다.

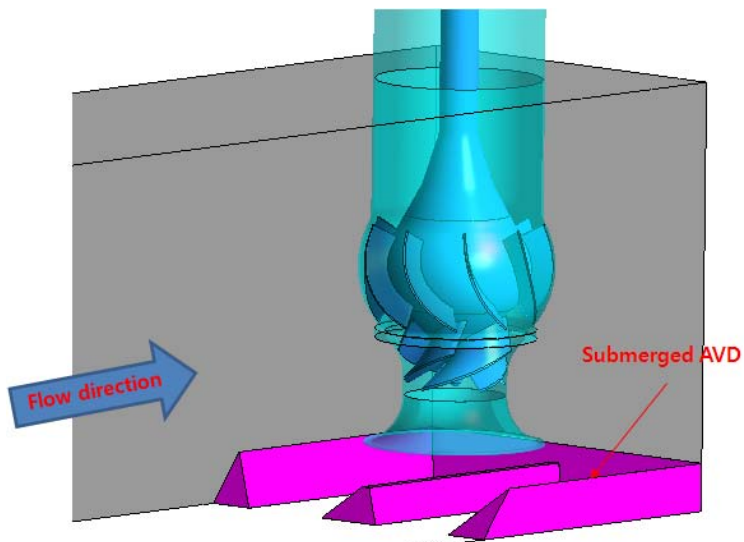


Fig. 6.46 Sump geometry with the submerged AVD

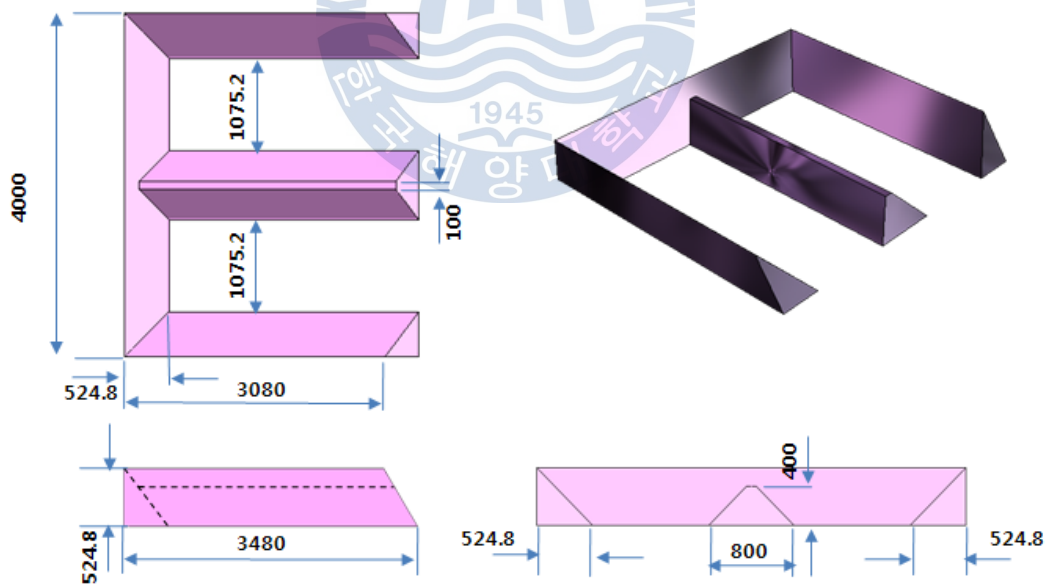


Fig. 6.47 Submerged AVD dimensions

### 6.5.2 AVD 유무에 따른 흡수정내의 유동특성

그림 6.48은 흡입관 아래에 설치되는 AVD에 의한 영향으로 압력강하를 살펴 보기 위하여 임펠러 입구부 벨마우스 내부에 대하여 설계유량기준 100%의 압력 분포 결과를 표시한 것이다. AVD 유무에 따른 최대 절대압력, 최소 절대압력의 차이는 각각 282 Pa과 120 Pa이며, 평균 절대압력 차이는 14 Pa로서 매우 작은 압력 차이를 보이고 있다. AVD의 형상에 의한 임펠러 입구부근에서 걸리는 압력 차이는 미미한 것으로 보인다. 그림 6.49는 설계유량기준 100% 조건에 대한 흡입관으로 유동이 유입되는 경우, 흡입관 아래 방향으로 0.01 mm, 0.1 mm의 위치에 대한 흡입관 아래 바닥벽에 설치되는 AVD 유무에 따른 흡입관 출구방향 을(z) 기준으로 한 유로방향에 대한 수직방향으로의 와도분포를 나타낸 것이다. AVD가 설치되지 않은 경우와 설치된 경우의 와도 분포의 경향은 유사하게 나타났다. 0.01 mm와 0.1 mm의 위치에서 AVD 유무에 따른 와도분포는 흡입관 끝단을 제외하고는 유사한 값을 가지며, 흡입관 중심부 근처에서 AVD가 없는 경우 상대적으로 높게 나타났다. 흡입관 중심부에서 AVD가 없는 경우 와도 값은 최대 약 4.3을 가지며 AVD가 존재하는 경우 최대 약 2.5의 와도 값을 갖는다. AVD가 존재하지 않는 경우의 와도 값이 약 1.7배 높게 나타났다. 상대적으로, AVD가 없는 경우가 높은 와도값을 갖는다는 것은 흡입관 주위에서 보텍스 또는 선회류의 발생 가능성이 높다는 사실을 의미한다. 그림 6.50은 유로방향에 대한 AVD 유무에 따른 와도 분포를 나타낸 것이다. 흡입관으로 유입되는 유동은 흡입관 아래 앞부분에서 AVD의 영향으로 AVD가 설치된 경우가 상대적으로 낮은 와도 값을 가졌으나 흡입관 아래 중심부로 갈수록 AVD가 설치된 경우가 높게 나타났다. 그리고 0.01 mm 측정 위치보다 0.1 mm 측정 위치에서의 와도 값이 높게 나타났으며, 이것은 보텍스의 생성이 바닥벽 또는 흡입관 아래 설치되는 AVD 벽으로부터 보텍스가 생성되는 것을 의미한다. 그리고 유로방향에 대한 수직한 방향으로의 와도 값이 유로방향에 대한 와도 값보다 약 10배 이상의 높은 차수를 가진다. 그림 4.51과 4.52는 흡입관 아래에서 흡입관으로

유입되는 유동의 난류 운동에너지를 나타낸 것이다. AVD가 설치된 경우 흡입관으로 유입되는 유동이 상대적으로 낮은 난류운동에너지를 갖는 것을 알 수 있다. 그리고 유로방향에 대한 수직한 방향으로의 난류 운동에너지는 대칭적인 분포를 가지며, 유로방향에 대한 난류 운동에너지는 흡입관 전방보다는 후방영역 흡입관 입구 끝단에서 상대적으로 높은 분포가 나타났다.

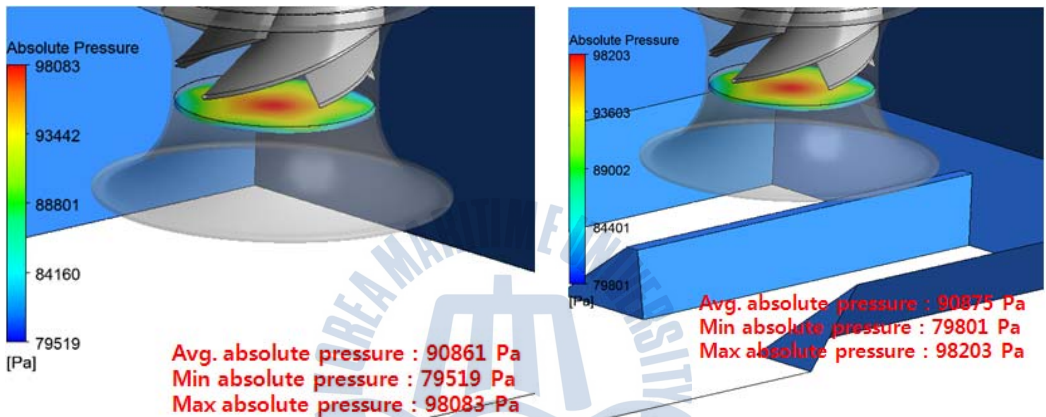


Fig. 6.48 Absolute pressure at the plane of the front impeller  
(at the design flow rate)

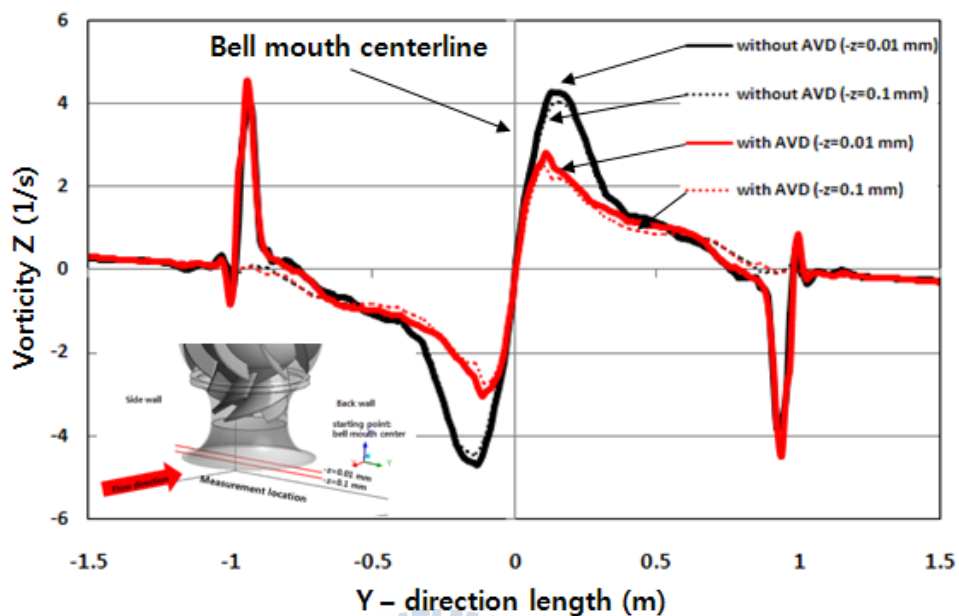


Fig. 6.49 Vorticity distribution from the Y-axis with and without the AVD (at the design flow rate)

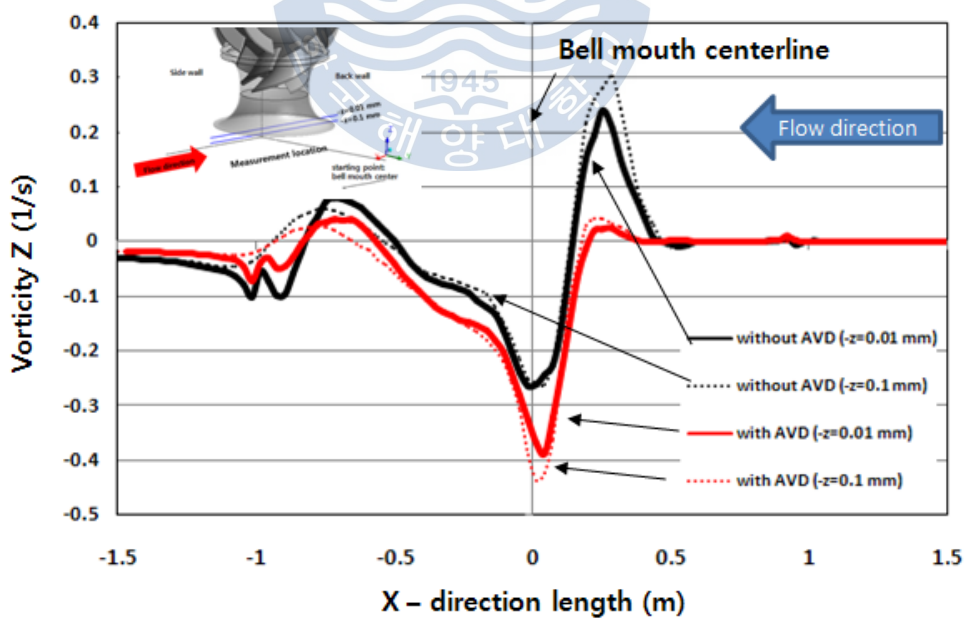


Fig. 6.50 Vorticity distribution from the X-axis with and without the AVD (at the design flow rate)



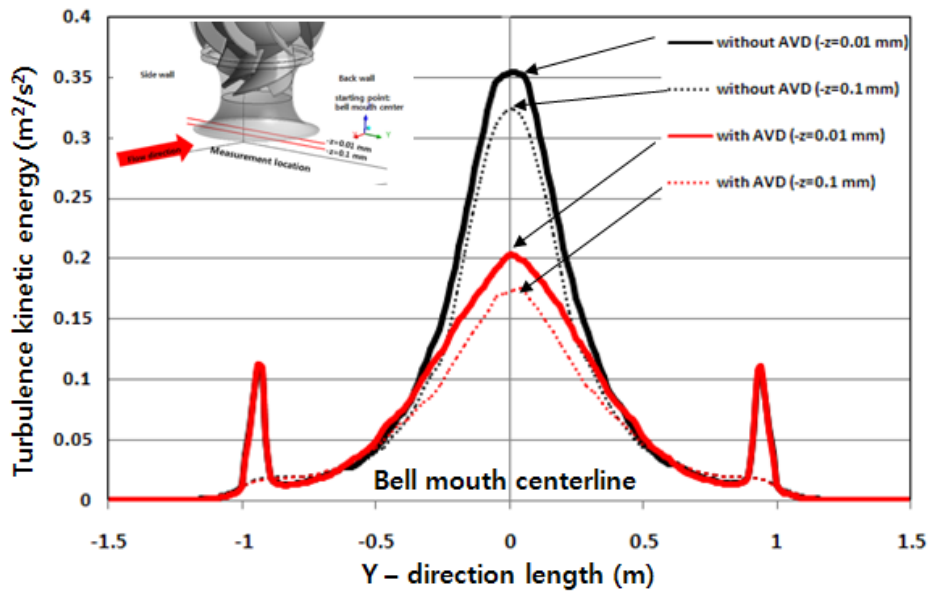


Fig. 6.51 Turbulence kinetic energy distribution from the Y-axis with and without the AVD (at the design flow rate)

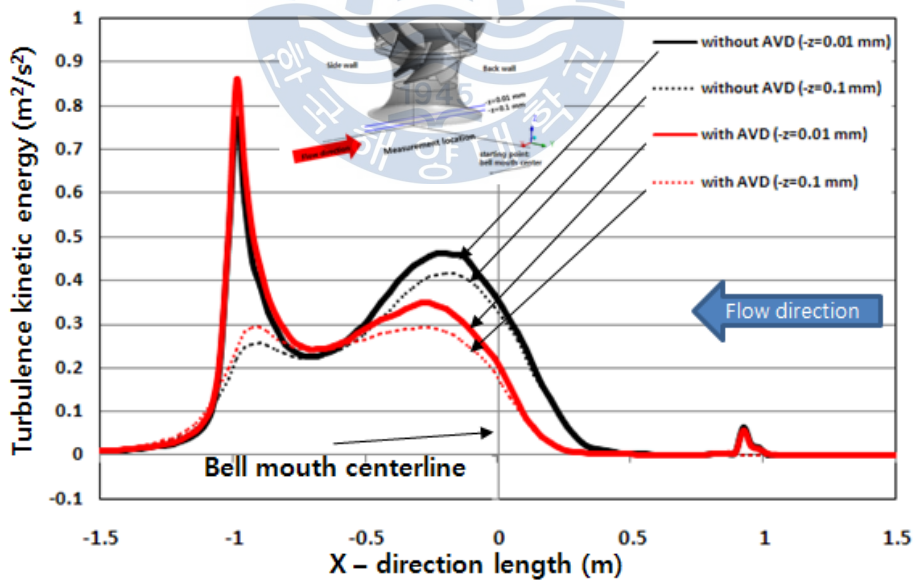


Fig. 6.52 Turbulence kinetic energy distribution from the X-axis with and without the AVD (at the design flow rate)

6.5.3 AVD 유무에 따른 흡수정내의 사류펌프 성능곡선

Table 6.5는 흡수정내 흡입관 아래 AVD 설치 유무에 따른 유량변화에 의한 토크와 효율을 정량적으로 비교한 것이다. AVD가 설치되지 않은 경우의 효율이 AVD를 설치한 경우보다 높게 나타났으며, 그 범위는 약 0.1% ~ 0.5%이다. 이러한 현상은 균일한 유동흐름으로 흡입관으로 유입되는 유동에 의하여 AVD의 효과가 제대로 발휘되지 않은 것으로 사료된다. 그림 6.53 ~ 6.56은 유량변화에 따라 사류펌프의 효율, 사류펌프의 입구, 출구의 전압차, 토크, 수동력을 그래프로 나타낸 것이다. 효율은 유량조건 80%에서 AVD 유무에 따라 가장 작은 차이를 보였으며, 100 % 이후, 가장 큰차이를 보이고 있다. 설계유량조건인 경우 그 차이는 0.4 %로서 AVD가 설치된 경우 낮게 나타났다. 유량변화에 따른 전압차는 거의 같은 값을 가지며, 토크 변화는 설계유량 100%를 기준으로 저유량에서는 AVD가 설치된 경우 낮게 나타났으며, 고유량에서는 AVD가 설치된 경우 높게 나타났다. 그때의 정량적인 값의 차이는 크지 않았다. 수동력의 경우, 유량 조건 80%와 120%에서 가장 작은 값 차이를 보였으며, 설계유량에서 가장 큰 차이를 보였다.

Table 6.5 Torque and efficiency of mixed flow pump with and without the AVD

Flow rate	Without AVD in the sump		With AVD in the sump	
	Torque (N m)	Efficiency (%)	Torque (N m)	Efficiency (%)
80%	34,234	84.6	34,227	84.7
90%	34,731	87.1	34,662	86.8
100%	34,625	89.0	34,574	88.6
110%	33,722	89.0	33,810	88.5
120%	32,221	87.6	32,371	87.2

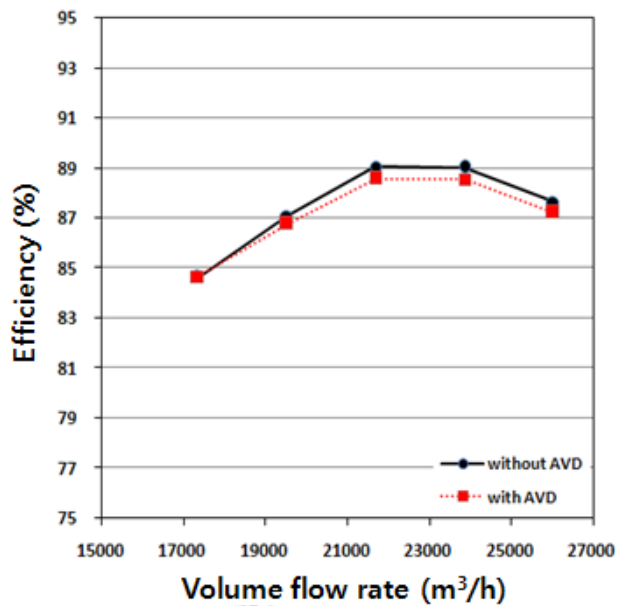


Fig. 6.53 Efficiency of the mixed flow pump with and without the AVD

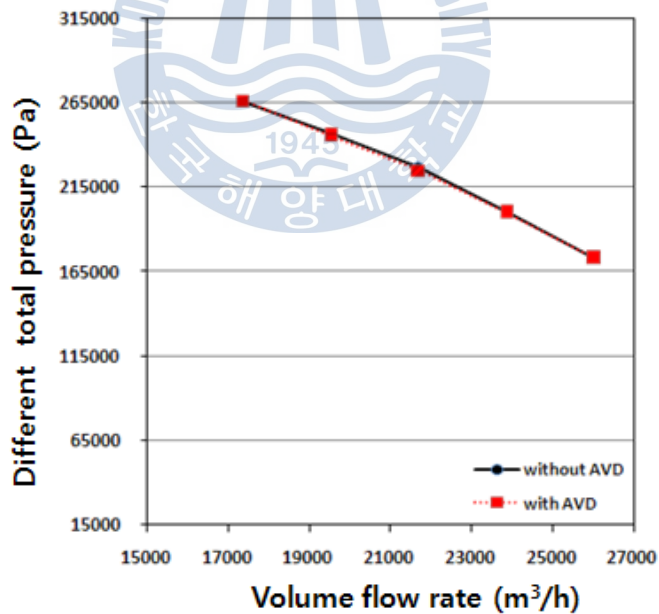


Fig. 6.54 Different total pressure of the mixed flow pump with and without the AVD

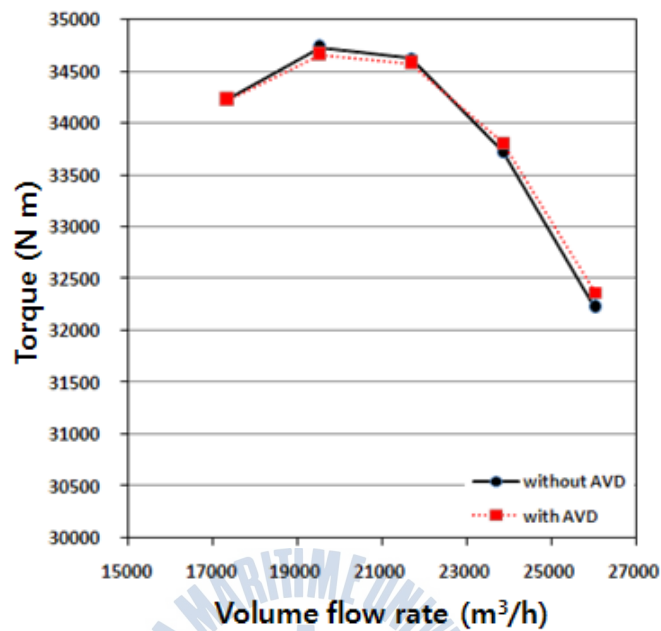


Fig. 6.55 Torque of the mixed flow pump with and without

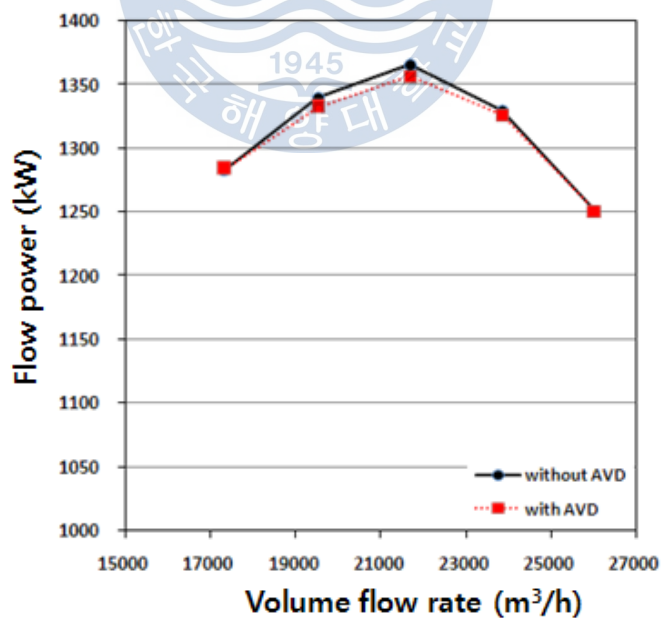


Fig. 6.56 Flow power of the mixed flow pump with and without

#### 6.5.4 흡입관으로 불균일한 유동유입으로 인한 AVD 유무에 따른 흡수정 내의 사류펌프 성능곡선

앞선 연구에서는 AVD의 영향을 파악하기 위하여 흡입관으로 균일한 유동환경이 적용되었으며, 이로 인하여 AVD가 설치된 경우 효율이 설계유량 기준 0.4% 낮게 나타났었다. AVD의 영향을 확연히 확인하기 위하여 흡입관으로 유입되는 유동환경을 흡입관으로 불균일한 접근 유동 발생이 필요하다. 이러한 현상을 구현하기 위하여 그림 6.57과 같이 흡입관 상류측에 유동을 교란하기 위한 직사각형의 baffle을 설치하였다. baffle은 흡수정 후벽으로부터 8.6 m 위치에 설치되며 가로, 높이 그리고 폭은 각각 1.5 m, 3.5 m, 0.5 m의 크기를 갖는다. 그림 6.58은 흡입관으로 접근하는 속도벡터 분포와 흡입관 주위의 스트림라인을 흡입관 입구기준( $z = 0$  m)으로 출구방향으로의 단면상에 나타낸 그림이다. AVD 설치 유무에 상관없이 흡입관으로 유입하는 유동은 불균일한 유동환경으로 접근하며, 흡입관 상류측 baffle 후방에서 보텍스 영역이 발생하는 것을 관찰할 수 있다. AVD가 설치되지 않은 경우, 흡입관 후방에서는 비대칭적인 보텍스 발생 영역을 볼 수 있으며, AVD가 설치된 경우 상대적으로 AVD가 설치되지 않은 경우보다 대칭적 보텍스 구조를 보여주고 있다. AVD가 설치된 경우가 AVD가 설치되지 않은 경우보다 안정적인 유동 환경을 갖는 분포로 흡입관으로 유입되는 것을 알 수 있다. 그림 6.59는 흡입관 입구면 아래( $z = -0.2$  m)에서의 스트림라인을 나타낸 것이다. AVD가 설치되지 않은 경우 흡입관 아래에서 선회류가 형성되어 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있으며, AVD가 설치된 경우 상대적으로 약한 선회류가 형성되어 흡입관으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 그림 6.60은 흡입관 상류측의 불균일한 접근 유동분포와 같은 유동환경에서의 유량조건 100%, 125%, 150% 일때의 사류펌프의 효율을 그래프로 나타낸 것이다. 흡입관으로 불균일한 접근유동으로 인하여 사류펌프의 효율은 균일한 접근유동 조건에 비하여 다소 내려가며, AVD가 설치된 경우가 AVD가 설치되지 않은 경우보다

효율이 높게 나타났다. 설계유량조건 100%에서는 AVD가 설치된 경우 사류펌프의 효율이 0.9%, 유량 조건 125%에서는 1.5% 그리고 유량조건 150%에서는 2.1%로 각각 사류펌프의 효율이 상승하였다. 유량이 증가할수록 baffle을 지난 유동의 보텍스 영역은 커지며 흡입관으로 접근하는 유동은 더욱더 불균일한 유동환경을 가진다. 이러한 환경 조건에서 AVD 형상에 의하여 효율 차이는 더욱 크게 나타났다. 이와 같이 흡입관으로 접근하는 유동이 불균일할수록 AVD에 의한 영향은 크게 작용하는 것을 알 수 있다.

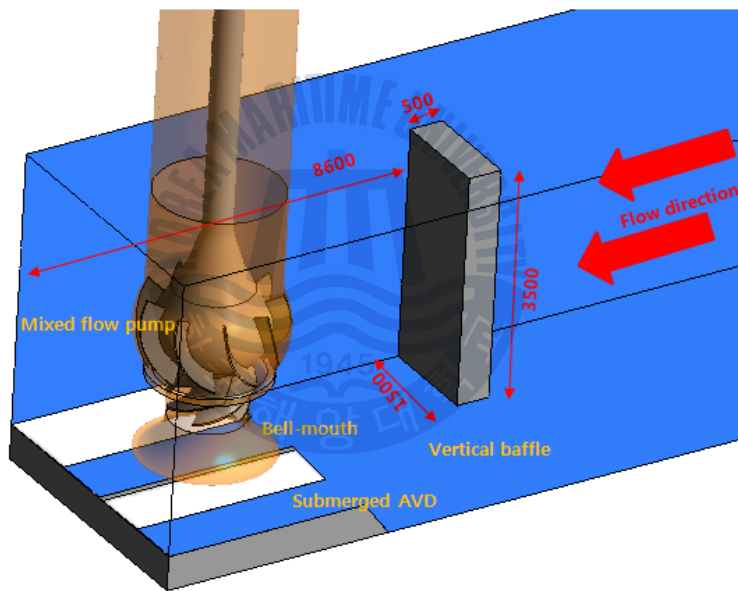
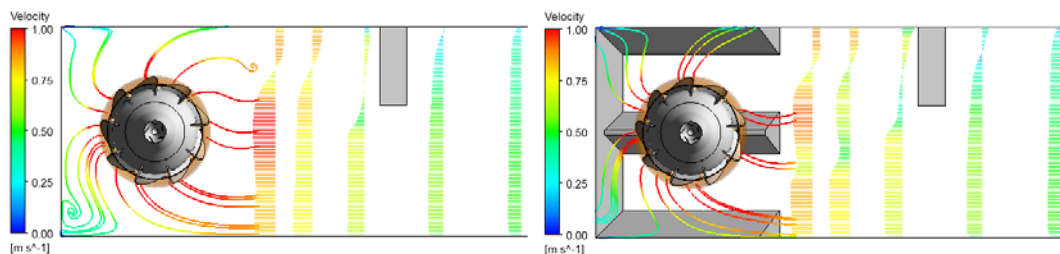
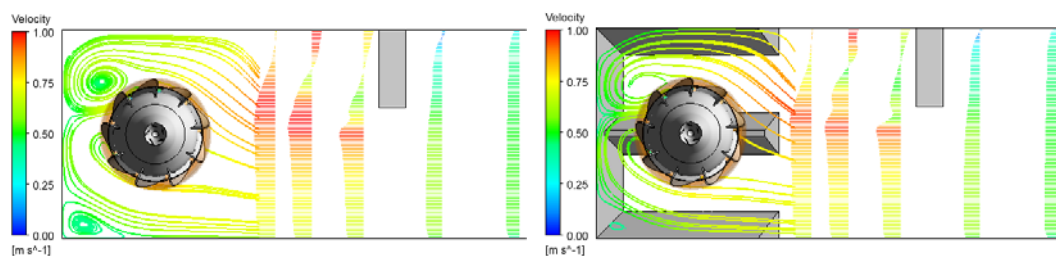


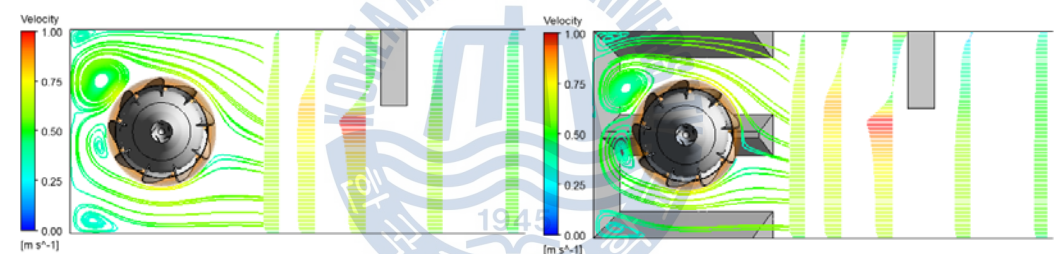
Fig. 6.57 Geometry for non-uniform approach flow



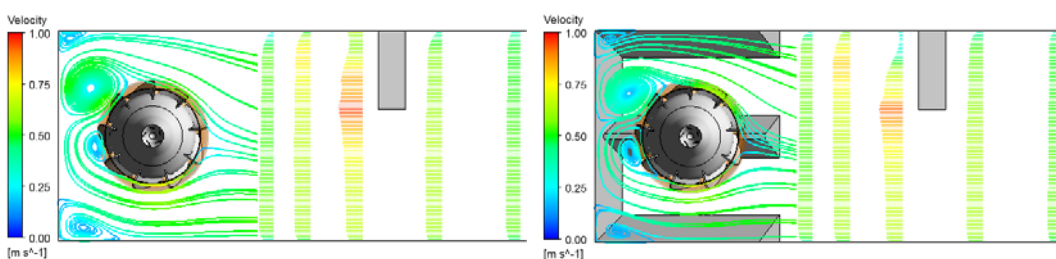
(a)  $Z = 0$  m



(b)  $Z = 1$  m



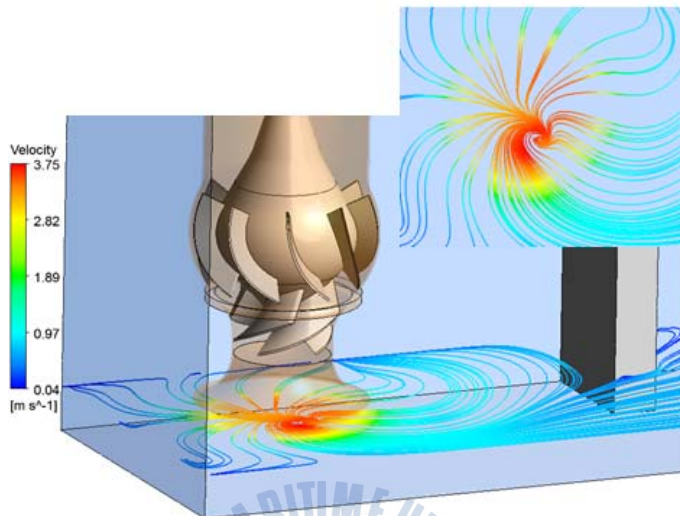
(c)  $Z = 2$  m



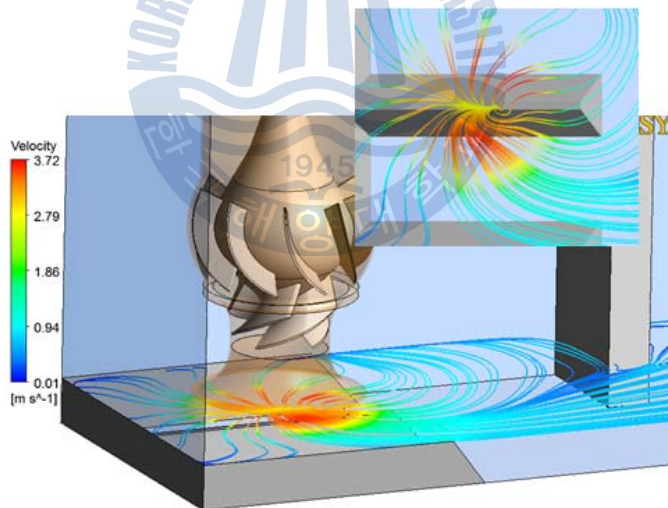
(d)  $Z = 3$  m

Fig. 6.58 Velocity vector and streamline without and with the AVD over bell-mouth inlet(at flow rate 150%)





(a) without AVD at  $z = -0.2$  m



(b) with AVD at  $z = -0.2$  m

Fig. 6.59 Velocity vector and streamline without and with the AVD under bell-mouth inlet(at flow rate 150%)

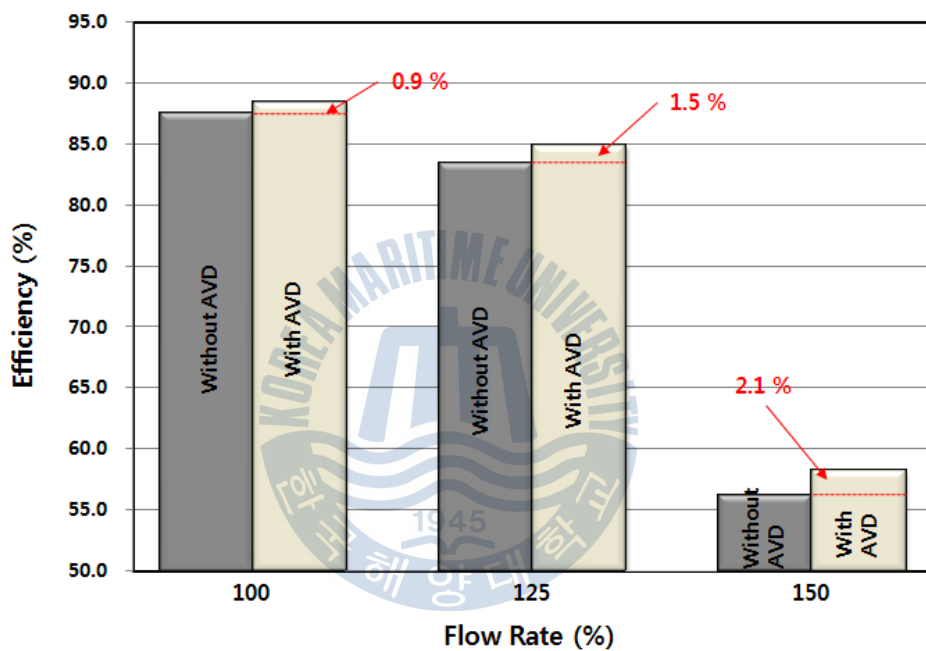


Fig. 6.60 Efficiency for with and without the AVD  
in the non-uniform approach flow

## 6.6 흡수정을 포함한 사류펌프의 블레이드 구조평가

흡수정 벨마우스 내에 설치된 사류펌프의 블레이드에 대한 구조적 안정성을 평가하기 위하여 유동-구조 연성해석(FSI) 기법을 적용하였다. 그림 6.61은 FSI를 해석하기 위한 절차를 나타내고 있다. 우선, 유동에 대한 사류펌프의 유동해석을 수행한 후, 이 결과를 바탕으로 구조해석을 수행한다. 만일 구조해석 시 항복강도 보다 높은 응력이 발생한다면, 구조적 변경을 통한 유동에 대한 재해석을 수행하여야 한다. 유동-구조 연성 해석은 유동해석 결과의 압력데이터를 구조해석의 하중으로 적용하게 되며, 본 해석에서는 ANSYS 13.0의 MFX(Multi-field solver -external code)기능을 이용하여 단 방향 FSI 해석을 수행하였다. 단 방향 FSI 해석에서 평가되는 최대응력과 각 물성 데이터의 항복 강도 기준으로 블레이드 안정성을 평가하였다.

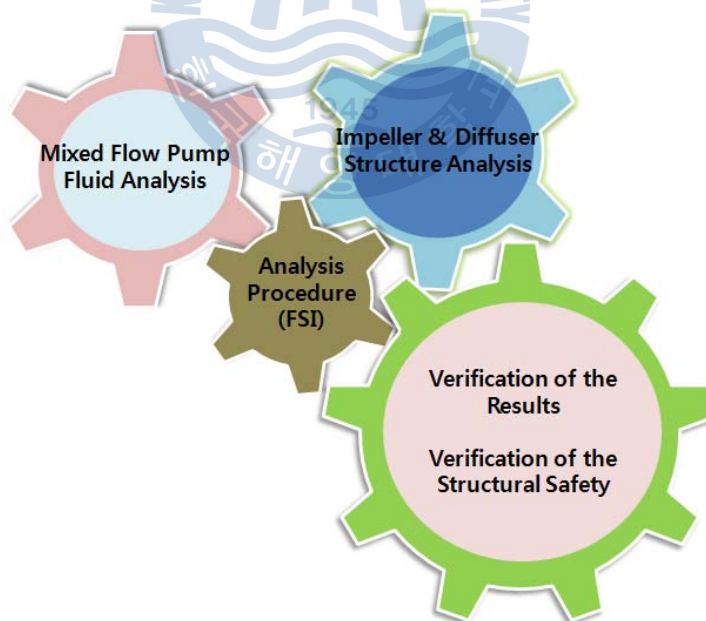
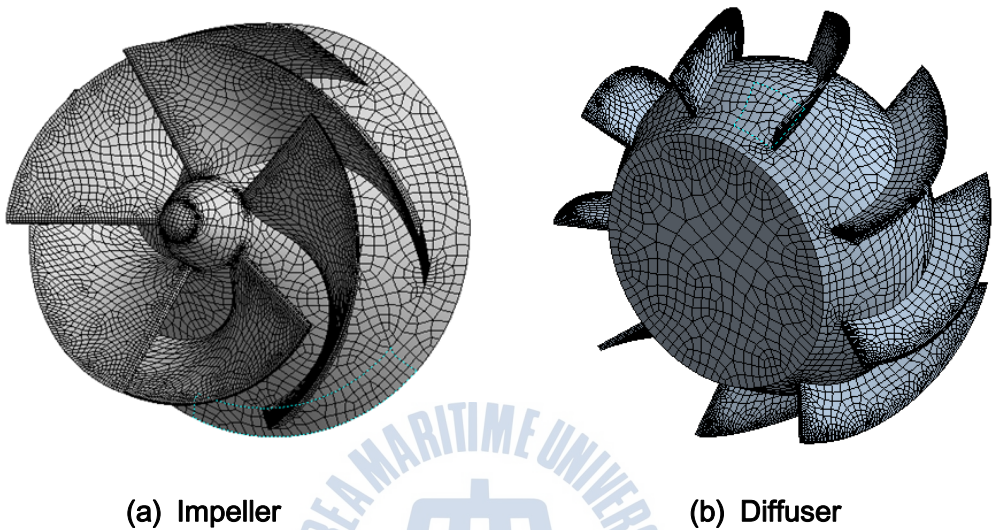


Fig. 6.61 FSI procedure

### 6.6.1 단 방향 유동-구조 연성해석을 위한 격자 및 경계조건

그림 6.62는 구조해석을 위한 임펠러와 디퓨저의 격자를 나타내고 있다. 격자 형태는 임펠러와 디퓨저에 대하여 quad 형태를 적용하였으며, 블레이드의 슈라우드 영역, 블레이드의 앞전과 뒷전 영역에 응력에 대한 정밀도를 높이기 위하여 조밀한 격자를 적용하였다. Table 6.6은 구조해석에 사용된 격자 정보를 나타내고 있다. 사용된 격자수는 임펠러 194,000 노드, 디퓨저 202,000 노드를 사용하였다. 그림 6.63은 구조해석을 위한 임펠러와 디퓨저의 경계조건을 나타내고 있다. 임펠러 경우, 블레이드와 허브 표면의 압력을 경계조건으로 적용하기 위하여 유동해석에서 수행한 결과를 조건으로 적용하였다. 임펠러는 423 rpm으로 회전하므로 구조해석에서도 회전에 의한 힘을 적용하였다. 디퓨저는 임펠러와 같이 유동에 의한 결과인 블레이드와 허브에 대한 압력을 경계조건으로 사용하였으며, 그림 6.64는 유동해석에 대한 결과를 구조해석을 위한 경계조건으로 매핑한 결과이다. 블레이드의 구조해석이 주가 되므로 디퓨저 앞, 뒤 부분은 고정된 조건으로 해석을 수행하였다. 그리고 사용된 재료 물성치는 스틸 계열인 SUS 304를 적용하였으며, Table 6.7에 SUS 304에 대한 탄성계수, 팽아송비, 밀도 및 항복 응력을 표시하였다.



**Fig. 6.62 Mesh of the impeller and the diffuser for the structure analysis**

**Table 6.6 Mesh information for the impeller and the diffuser structure analysis**

	Number of nodes	Mesh type
Impeller	194,000	Quad
Diffuser	202,000	Quad

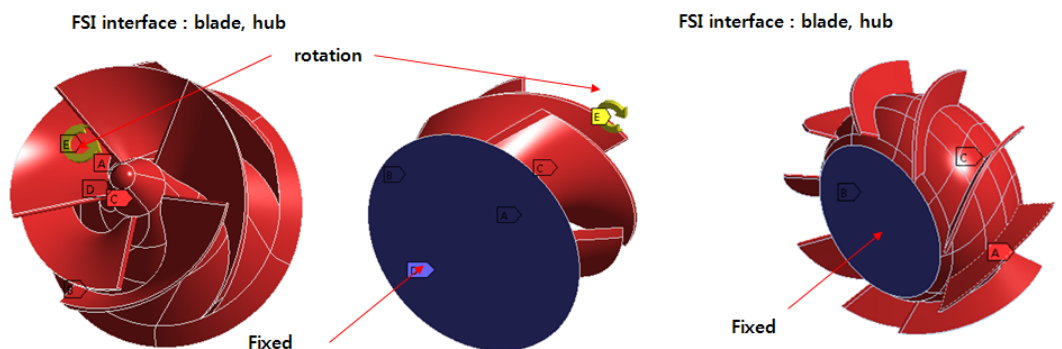


Fig. 6.63 Boundary condition of the impeller and the diffuser for the structure analysis

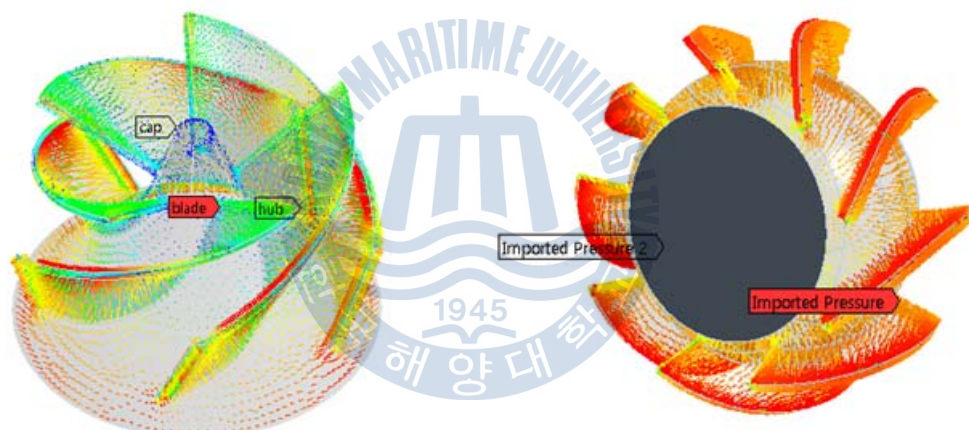


Fig. 6.64 Blade and hub boundary conditions for the impeller and the diffuser

Table 6.7 Material property

Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Yield strength (MPa)
SUS304	193	0.29	7,900	205



## 6.6.2 사류펌프 블레이드의 구조적 평가

등가응력(equivalent stress)은 3차원의 응력 상태를 단축 응력 상태에 상당 시킨 응력이다. 이 값이 단축항복응력에 이르렀을 때 항복이 일어나며, 이 값은 모델의 항복을 검사하는데 중요한 역할을 한다. 주응력이 벡터로서 크기와 방향을 가진다면 등가응력은 스칼라로서 크기만 가지고 있다. 복잡한 3차원 모델에서는 주응력으로 항복이나 파단을 판단하기 위한 힘이므로 등가응력을 가지고 크기만을 판단한다. 일반적으로 von mises 응력이라고 하며 식 6.18과 같다.

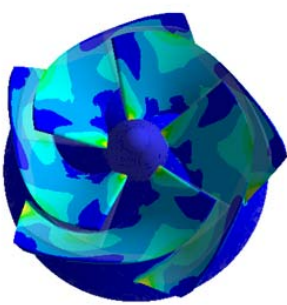
$$\sigma_e = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (6.18)$$

그림 6.65와 6.66은 유량 변화에 따른 임펠러와 디퓨저의 등가응력 분포이다. 유량조건이 80%인 경우, 블레이드의 앞전과 뒷전의 허브 근처에서 높은 등가응력이 나타났으며, 유량이 증가할수록 허브 근처 뒷전에서 등가응력이 높게 나타났다. 디퓨저 경우 허브 유량변화에 따라 허브근처의 뒷전에서 등가응력이 높게 나타났다. 그림 6.67와 6.68은 유량 변화조건에 따른 블레이드의 변위를 나타내고 있으며, 유량조건이 80%인 경우 슈라우드 앞전에서 가장 변위가 크게 나타났으며, 유량조건이 100%, 120% 경우 슈라우드 뒷전에서 가장 큰 변위가 나타났다. Table 6.8은 유량 변화에 따른 최대 등가응력과 최대 변위를 나타낸 것이다. 임펠러의 블레이드 최대 변위는 유량조건이 가장 적은 80%에서 0.5 mm로 나타났으며 유량이 증가할수록 최대변위는 감소하였다. 이러한 현상은 블레이드에 작용하는 압력이 유량 증가에 따라 감소하기 때문이다. 최대 등가응력은 유량 80%일대 51.5 MPa이며, 유량이 증가할수록 감소하는 경향을 보였다. 디퓨저 블레이드 경우 최대 변위가 사인파형 형태로 규칙적인 경향을

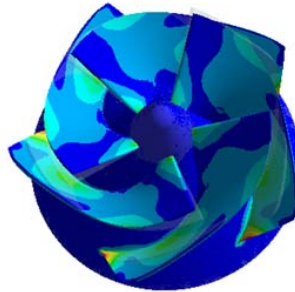


보였으며, 이것은 블레이드 흡입면 상단에서 발생하는 와류에 의한 영향으로 보인다. 전체 유량조건 가운데 90%에서 가장 큰 변위값 0.12 mm가 나타났다. 최대 등가응력은 유량이 증가할수록 증가하다가 100%에서 감소하며, 120%에서 다시 증가하였다. 그림 6.69과 그림 6.70에 유량 변화에 따른 최대 등가응력과 최대 변위를 그래프로 나타내었다. SUS 304의 항복응력은 204 MPa이며, 임펠러의 최대 등가응력이 디퓨저의 최대 등가 응력보다 높게 발생한 유량 80%에서의 값인 51.5 MPa은 본 해석을 위한 재료 물성치의 항복응력보다 높게 발생하지 않으므로 블레이드는 안전하다고 판단되며, 이때 안전계수는 약 4.0이다. 그리고 최대 변위 또한 임펠러 블레이드에서 발생하였으며, 최대 변위 약 0.5 mm이다. 이 변위에 의하여 유동환경이 변화하지 않을 것으로 판단된다.

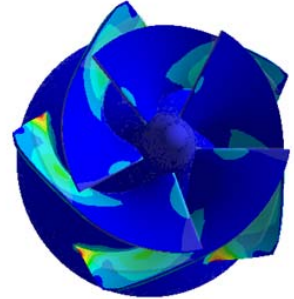




(a) Flow rate : 80%

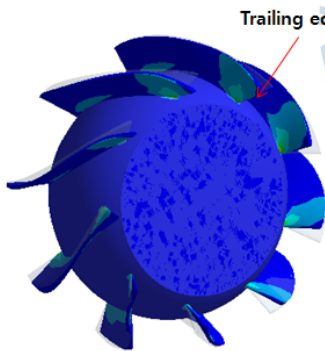


(b) Flow rate : 100%

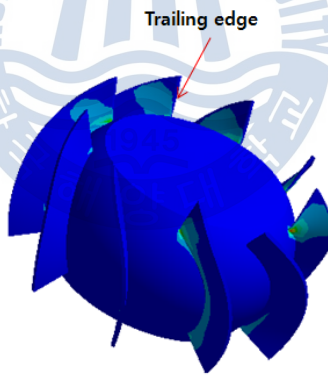


(c) Flow rate : 120%

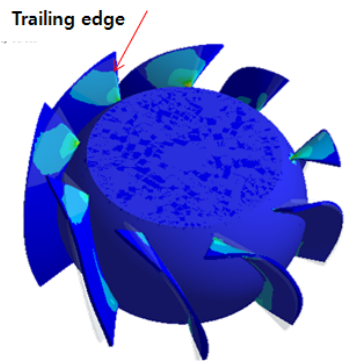
Fig. 6.65 Equivalent stress distribution for the impeller



(a) Flow rate : 80%

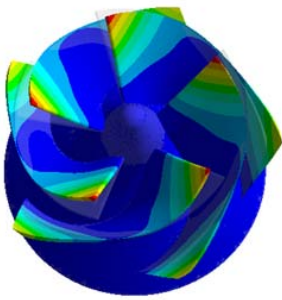


(b) Flow rate : 100%

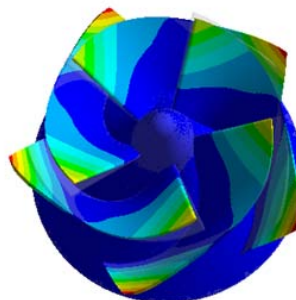


(c) Flow rate : 120%

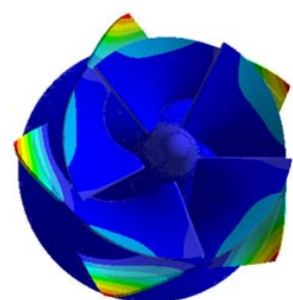
Fig. 6.66 Equivalent stress distribution for the diffuser



(a) Flow rate : 80%

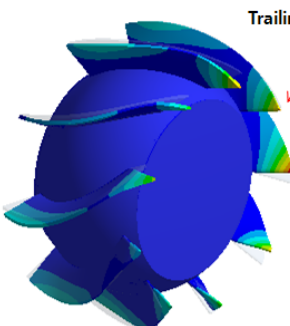


(b) Flow rate : 100%

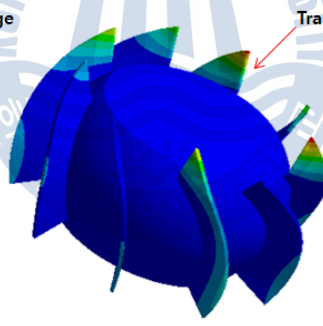


(c) Flow rate : 120%

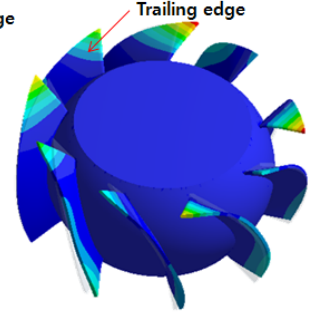
Fig. 6.67 Total deformation distribution for the impeller



(a) Flow rate : 80%



(b) Flow rate : 100%



(c) Flow rate : 120%

Fig. 6.68 Total deformation distribution for the diffuser

**Table 6.8 Max total deformation and max equivalent stress  
of the impeller and the diffuser**

Volume flow rate (%)	Impeller		Diffuser	
	Max total deformation (mm)	Max equivalent stress (MPa)	Max total deformation (mm)	Max equivalent stress (MPa)
80	0.50161	51.557	0.063442	10.543
90	0.41772	42.906	0.1259	18.944
100	0.39095	40.852	0.090034	14.004
110	0.38966	40.904	0.042935	7.5712
120	0.38856	41.101	0.073756	11.82

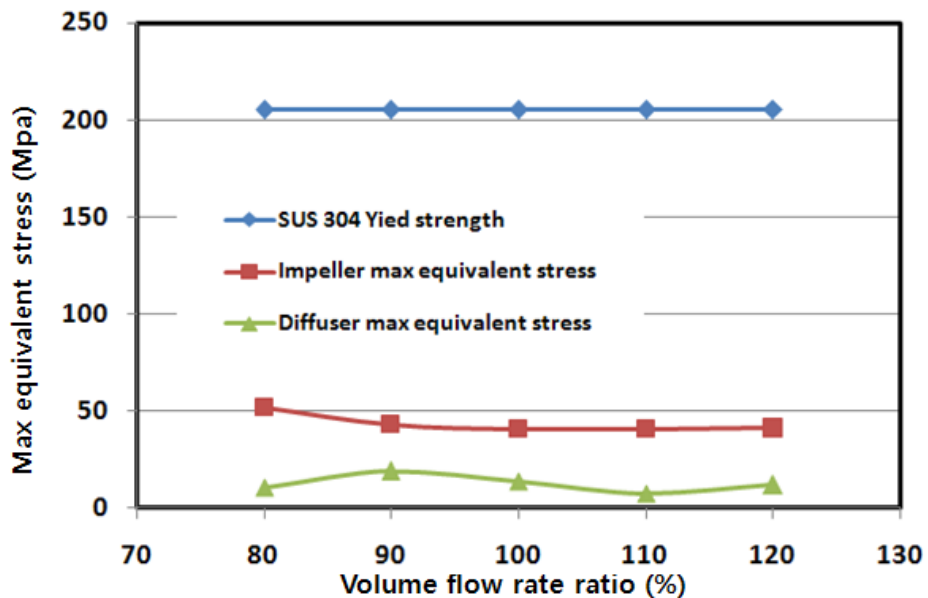


Fig. 6.69 Max equivalent stress for the flow rate

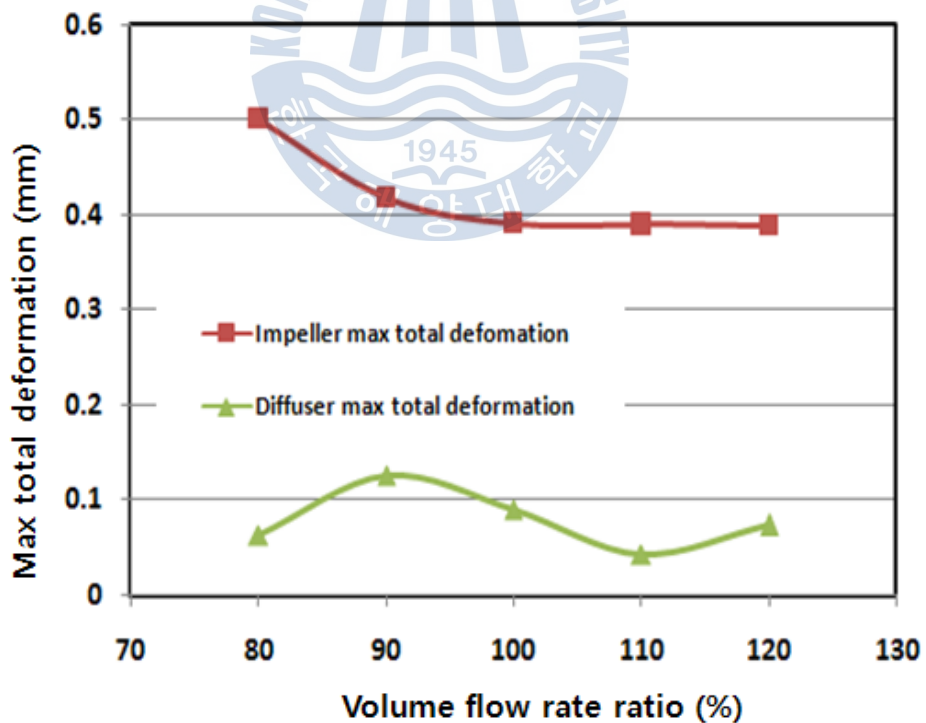


Fig. 6.70 Max total deformation for the flow rate

## 제 7 장 결론

본 연구에서는 흡수정내에서 발생하는 보텍스의 형태인 수중 보텍스와 자유표면에서 발생하는 자유표면 보텍스에 대한 저감을 위한 장치인 AVD의 영향에 대하여 열유체 상용코드인 ANSYS CFX를 사용하여 규명하였으며, 대형 펌프장의 경우 흡수정의 흡입관 내에 설치되는 사류펌프를 적용한 연구로서 벨마우스 내부의 사류펌프를 설계하여 흡수정의 유무에 따른 사류펌프의 효율 변화와 AVD 유무에 따른 사류펌프 효율 변화에 대하여 다음과 같이 요약 정리 할 수 있다.

1. 수중 보텍스 저감을 위한 AVD 적용으로 단일 흡수정 흡입관 주위에서 발생하는 와도의 값이 약 4.5배 낮게 나타났으며, 7개의 흡수정으로 구성된 펌프장 모델에서는 흡수정의 입구로 유입되는 불균형 속도로 인하여 흡입관 3과 5에서 다른 흡입관의 와도 값에 비하여 최대 1.5배 높게 나타났다. 단일 흡수정과 다중 흡수정에서 발생하는 와도의 값은 다중 흡수정의 와도 값이 높게 나타났다. 수중 보텍스를 저감하기 위한 AVD의 적용은 수중 보텍스를 저감하기에 충분한 효과를 가진다.
2. 자유표면으로부터 발생하는 보텍스를 원천적으로 억제함으로서 공기의 흡입을 차단 할 수 있다. 본 연구에서는 자유표면으로부터 발생하는 보텍스를 제거하기 위한 여러 형태의 AVD를 적용한 결과 십자형태의 AVD를 적용함으로서 원천적으로 자유표면 보텍스의 발생을 방지 할 수 있었다.
3. 대형 펌프장의 흡수정 벨마우스 내부의 사류펌프를 설계하였으며, 설계유량 조건에서 흡수정의 유무 및 캐비테이션의 영향에 의한 효율은 흡수정을 포함 하지 않는 경우 90.9%, 흡수정을 포함한 경우 89%, 흡수정과 캐비테이션을 적용한 경우 86.7%로 각각 나타났으며, 흡수정을 포함하지 않은 사류펌

프 효율 대비 각각 1.9%, 4.2%로 사류펌프 효율이 감소하였다. 흡수정내 AVD 적용으로 상대적으로 낮은 와도 값과 낮은 난류운동에너지를 가진 유동이 흡입관으로 유입된다.

4. 흡입관으로 유입되는 균일한 속도분포에서는 AVD 적용으로 설계유량조건 100%에서 사류펌프 효율이 0.4% 감소하였으나, 흡입관으로 유입되는 불균일한 속도분포에서는 설계유량조건 100%에서 효율이 0.9% 상승하였다. 그리고 흡입관으로 불균일한 속도분포가 커질수록 AVD 적용으로 인한 사류펌프의 효율 상승폭은 증가하였다.

5. 설계된 임펠러와 디퓨저의 블레이드에 대한 구조적 안정성 평가에서는 SUS 304의 항복응력보다 낮게 나타났으며, 유량조건 변화에 따라 안전계수 4.0 보다는 낮게 발생하지 않으므로 임펠러와 디퓨저 블레이드의 구조적 문제는 발생하지 않는다.





## 참고문헌

- [1] Tullis J. P., "Modeling in Design of Pumping Pits", J. Hydr. Div., ASCE, Vol. 105(9), pp.1053-1063, 1979.
- [2] Arboleda G. and El-Fadel M., "Effects of Approach Flow Conditions on Pump Sump Design", J. Hydr. Engrg., ASCE, Vol. 122(9), pp.489-494, 1979.
- [3] Sweeney C.E., Elder R.A. and Hay D., "Pump Sump Design Experience: Summary", J. Hydr. Div., ASCE, Vol. 108(3), pp.361-377, 1982.
- [4] Padmanabhan M. and Hecker G.E., "Scale Effects in Pump Models", J. Hydr. Engrg., ASCE, Vol. 110(11), pp.1540-1556, 1984.
- [5] Constantinescu G., and Patel V.C., "A Numerical Model for Simulation of Pump-intake Flow and Vortices", J. Hydr. Engrg., ASCE, Vol. 124(2), pp.123-134, 1998.
- [6] Rajendran V.P., Constantinescu G.S. and Patel V.C., "Experiments on Flow in a Model Water-pump Intake Sump to Validate a Numerical Model", ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting June 21-25 FEDSM98-5098, 1998.
- [7] Gamal Abozeid, "Factors Affecting the Formation of Air-Entrainment Vortices at Pump Intakes in Open Channel Flow", Fourth International Water Technology Conference IWTC99, Alexandria, Egypt, pp . 287~301, 1999.
- [8] Shibata T., Iwano R., Nagahara T. and Okamura T., "A Numerical Method for Predicting the Cavitation Inception of a Submerged Vortex in Pump Sumps", The Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symposium, CFD-G03, 2000.

- [9] Lee T.S., "Visualization of Submerged and Attached Surface Vortices in Pump Sump", Asian Symposium on Visualization, ASV, pp.97-99, 2001.
- [10] Nagahara T., Sato T. and Okamura T., "Effect of the Submerged Vortex Cavitation Occurred in Pump Suction Intake on Hydraulic Forces of Mixed Flow Pump Impeller", CAV2001: sessionB8.006, 2001.
- [11] Ansar M., Nakato T., "Numerical Simulations of Inviscid Three-dimensional Flows at Single- and Dual-pump Intakes", Journal of Hydraulic Research Vol. 40(4), pp. 461-470, 2002.
- [12] Nagahara T., Sato T. and Okamura T., "Measurement of the Flow around the Submerged Vortex Cavitation in a Pump Intake by Means of PIV", Fifth International Symposium on Cavitation, Cav03-OS-6-011, 2003.
- [13] Okamura T., Kamemoto K., "CFD Simulation of Flow in Model Pump Sumps for Detection of Vortices", 8th Asian International Fluid Machinery Conference October 12-15, 2005.
- [14] Isbasoiu E.C., Safta C.A., Muntenan T. and Stanescu P., "Swirling Flows in the Suction Sumps of Vertical Pumps". Theoretical Approach, Workshop on Vortex Dominated Flows-Achievements and Open Problems Timisoara, Romania, June 10-11, 2005.
- [15] Tokyay T., Constantinescu G., "Investigation of Coherent Structures in Pump Intake Flows by Large Eddy Simulation Model", International Conference on Civil and Environmental Engineering, 2006.
- [16] Songheng L., Silva J.M., Weber L.J. and Pater V.C., "Three-dimensional Simulation of Flows in Practical Water-pump Intakes", Journal of Hydroinformatics, doi:10.2166, pp. 111-124, 2006.

- [17] Akihiro Wada, "Flow Structure around the Intake of a Vertical Pump", Journal of Thermal Science Vol. 15(2), pp. 121~125, 2006.
- [18] Tomayoshi O., Kyoji K. and Jun M., "CFD Prediction and Model Experiment on Suction Vorticces in Pump Sump", The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery October 16~19, 2007.
- [19] Chen H.X., Guo J.H., "Numerical Simulation of 3-D Turbulent Flow in the Multi-intakes Sump of the Pump Station", Journal of Hydrodynamics Ser.B, 19(1), pp. 42~47, 2007.
- [20] Chen Y.L., Wu C., Ye M. and Ju X.M., "Hydraulic Characteristics of Vertical Vortex at Hydraulic Intakes", Journal of Hydrodynamics Ser.B Vol. 19(2), pp. 143~149, 2007.
- [21] Shukla S.N., Kshirsagar J.T., "Numerical Prediction of Air Entrainment in Pump Intakes", Proceedings of the twenty-fourth international Pump Users Symposium, pp. 29~33, 2008.
- [22] Li H.F., Chen H.X., "Experimental and Numerical Investigation of Free Surface Vortex", Journal of Hydrodynamics Vol. 20(4), pp. 485~491, 2008.
- [23] Inagaki K., Funaki J. and Hirata K., "Experimental Study on Occurrence-Time Ratio Measurements of Air Entrainment in a Suction Sump", The 6th International Symposium on Measurement Techniques for Multiphase Flows, 2009.
- [24] Rizi A.P., Roozbahani A., Kouchakzadeh S. and Moridnejad A., "Experimental Investigation of Relationship between Sump Flow Pattern and Pumping Engergy Consumption", International Symposium on Water Management and Hydraulic Engineering Ohrid/Macedonia, 1-5 September paper A51, 2009.
- [25] Bayeul-Laine A.C., Bois G. and Issa A., "Numerical Simulation of

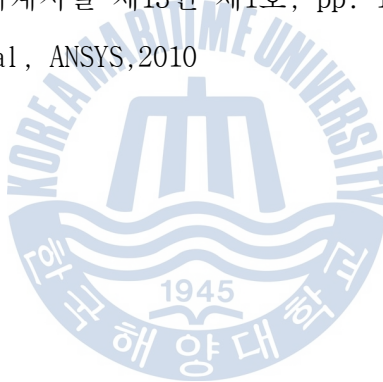
Flow Field in Water-pump Sump and Inlet Suction Pipe", 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2010.

- [26] Kirst K., Hellmann D.H., Kothe B. and Springer P., "Physical Model Investigation of a Compact Waste Water Pumping Station", International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 3(4), pp. 285~291, 2010.
- [27] Skerlavaj A., Lipej A., Ravnik J. and Skerget L., "Turbulence Model Comparison for a Surface Vortex Simulation", 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2010.
- [28] Shazy A. Shabayek, "Improving Approach Flow Hydraulics at Pump Intakes", International Journal of Civil & Environmental Engineering IJCEE-IJENS Vol. 10(06), pp. 23~31, 2010.
- [29] Chuang W.L., Hsiao S.C., "Three-dimensional Numerical Simulation of Intake Model with Cross Flow", Journal of Hydrodynamics, Ser. B, Vol. 23(3), pp. 314~324, 2011.
- [30] Lu W., Zhu H., Zhane R. and Yao L., "Hydraulic Performance Analysis and Model Test of a Sump Shared by Two Pumps in a Column", Seventh International Conference on Natural Computation, pp. 2108~2111, 2011.
- [31] 최종웅, 김정환, 남청도, 김유탉, 이영호, "PIV에 의한 흡입수조내 흡입관 주위의 유동특성에 관한 연구", 대한기계학회 2001년도 추계학술대회 논문집 B(2001), pp. 563~569, 2001.
- [32] Choi J.W., Choi M.S., Kim Y.T. and Lee Y.H., "Flow Patterns of Intakes within a Sump of a Pump Station Model by PIV", International Conference on Marine Engineering, pp. 369~375, 2001.
- [33] 최종웅, 김정환, 김경엽, 김유탉, 이영호, "PIV에 의한 흡입수조내 흡입관 주위의 유동특성에 관한 연구", 유체기계공업학회 유체기계저널 제5권 제3호, pp. 33~39, 2002.

- [34] 노형운, 김재수, 서상호, "CFD에 의한 펌프장 Sump내 유동해석, 유체기계 연구개발 발표회 논문집", pp. 89~94, 2002.
- [35] 안인수, 김성호, 김경엽, 노형운, 이영호, "수리모형실험을 통한 펌프 흡입배관부 보텍스 현상 저감방안", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 193~198, 2004.
- [36] Lee Y.H., "Establishment of Design Guideline for the Pump Intake Shape using the Result of Model Test", R&D Report, K-water, 2004.
- [37] 김진영, 정경남, 김휴곤, 김영학, "펌프 흡입수조 모형시험에서의 수중와에 대한 유동해석", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 593~597, 2005.
- [38] 유체기계공업학회 펌프분과, 한국수자원공사, "Sump 관련 국내 및 국제 규격", 유체기계저널 제 8권 제 2호, pp.53~56, 2005.
- [39] 유체기계공업학회 펌프분과, 한국수자원공사, "흡수정에서 발생하는 보텍스현상", 유체기계저널 제 8권 제 2호, pp. 49~52, 2005.
- [40] 유체기계공업학회 펌프분과, 한국수자원공사, "Anti-vortex device가 설치된 수리모형 시험과 PIV 실험 결과", 유체기계저널 제 8권 제 2호, pp. 68~71, 2005.
- [41] 김진만, 김지훈, 박종호, "취수펌프장 Sump에서의 Vortex 및 진동저감 연구", 유체기계공업학회 2006 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 487~492, 2006.
- [42] Lee Y.H., "Vortex Behavior in Pump Intakes at Sump Station and PIV Model Test", The Japan-Korea Joint Seminar on Particle Image Velocimetry, pp. 140~154, 2006.
- [43] 박상언, 노형운, "펌프 흡수정내 발생된 보텍스에 대한 CFD 예측", 유체기계저널 제 10권 제 4호, pp. 39~46, 2007.
- [44] 한국수자원공사, "펌프장설계", 홍릉과학출판사, 2007.
- [45] 최종웅, 김창구, 임우섭, 최영도, 이영호, "CFD에 의한 펌프장의 다중 흡

- 입관 주위의 유동해석", 유체기계공업학회 2008 유체기계 연구개발 발표회 및 정기총회, pp. 581~586, 2008.
- [46] 최성룡, 안중현, 문승재, 이재현, 유호선, "화력발전소 순환수펌프 흡입관 주위에서의 유동특성에 관한 연구", Proceedings of the 5th National Congress on Fluid Engineering March 26-28, 2008.
- [47] 최종웅, 최영도, 임우섭, 이영호, "다중 흡수정을 갖는 펌프장 모델의 유동균일성 해석", 유체기계공업학회 유체기계저널 제 12권 제 4호, pp. 14~22, 2009.
- [48] Choi J.W., Choi Y.D., Kim C.G. and Lee Y.H., "Flow Uniformity in a Multi-intake Pump Sump Model", Journal of Mechanical Science and Technology 24(7), pp. 1389~1400, 2010.
- [49] Kang W.T., Shin B.R., "An Investigation of Surface Vortices Behavior in Pump Sump", 한국전산유체공학회 2011년도 춘계학술대회, pp. 592~595, 2011.
- [50] 최윤환, 박영규, 이규명, 이연원, "다상유동을 적용한 섬프장 주위 보텍스 거동에 대한 연구", 대한기계학회 2011년도 춘계학술대회 논문집, pp. 148~150, 2011.
- [51] ANSI/HI 9.8, "American National Standard for Pump Intake Design", Hydraulic Institute, Parsippany, New Jersey, 1998.
- [52] JSME Standard S004-1984, "Standard Method for Model Testing the Performance of a Pump Sump", The Japan Society of Mechanical Engineers, 1984.
- [53] TSJ S 002:2005, "Standard Method for Model Testing the Performance of a Pump Sump", The Turbomachinery Society of Japan, March 1, 2005.
- [54] Prosser M.J., "The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes", BHRI Fluid Engineering Pub, 1980 edition.

- [55] CEN Report, "Rotodynamic Pumps- Design of Pump Intakes- Recommendations for Installation of Pumps", CEN CR 13930, 2000.
- [56] Menter F.R., Kuntz M. and Langtry R., "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Proc. of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer, Begell House, Redding, CT, 2003.
- [57] 최영석, 이경용, 김준형, 김성, "사류펌프 임펠러 및 디퓨저 최적 설계", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 57~62, 2008.
- [58] 김진혁, 안형진, 김광용, "양배수용 사류펌프 내 삼차원 유동에 대한 수치적 연구", 유체기계저널 제13권 제1호, pp. 17~22, 2010.
- [59] ANSYS-CFX13 Manual1, ANSYS, 2010





## 감사의 글

대학원 박사 과정동안 학문적인 깊이와 논문이 완성되기까지 부족한 논문을 세심하게 다듬어 주신 이영호 지도 교수님께 진심으로 감사드립니다. 또한 바쁘신 와중에 학위논문의 심사와 조언을 주신 왕지석 교수님, 정재현 교수님, 김유탉 교수님 그리고 대전에서 부산까지 심사하러 와주신 한국 수자원공사의 박노석 박사님께도 감사드립니다.

논문준비를 위해 같이 실험실에서 동고동락한 창구, 현준, 낙중, 지훈등 후배님들에게도 감사드립니다. 전문적인 지식과 학문을 함께 공유하여 주신 한국 수자원 공사의 정승화 차장님 그리고 성수형 고맙습니다. 한국선급의 김만응 박사님, 나의 동기 범석이, 조선기자재센터의 김정환 본부장님과 황태규 박사에게도 아울러 감사드립니다. 1년 동안 같이 생활한 (주)디엔디이의 최경호 사장님, 최낙준 부장님, 조우석 차장님, 정종현 차장님, 이동화 차장님 그리고 직원분들께 감사드립니다. 서울에서 항상 정신적으로나 지식적으로 많은 도움을 주신 (주)플로원테크의 김종현 이사님, 사회 첫 생활을 같이 한 (주)마이다스의 강영진 과장, 그리고 (주)애플릭스의 강민구 대리 항상 응원해주셔서 감사합니다.

무엇보다도 지금까지 뒤에서 묵묵히 지켜봐주신 부모님께 이 영광을 돌리기에 앞서 미안한 마음이 한구석에 생겨납니다. 제가 힘들 때나 괴로울 때 항상 옆에서 힘이 되어준 모든 분들께 감사를 드립니다. 앞날에 모든 분들에게 영광이 있길 기원합니다.

2012년 1월

유동정보연구실에서